F 3132

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI

Tomul XXX (XXXIV)

Fasc. 1–4

061113.

Secția IV

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

1984

1889

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI

Tomul XXX (XXXIV)

Fasc. 1–4

Secţia IV

CONSTRUCŢII DE MAŞINI

1984

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. dr. doc. **VAL. BLIDARU**
Prof. dr. doc. **N. V. BOȚAN**
Prof. dr. ing. **M. GAFIȚANU** (președinte)
Prof. dr. **P. MÂLCOMETE**
Prof. dr. doc. **D. MANGERON**
Prof. dr. ing. **T. SILION**
Acad. prof. dr. doc. **CR. SIMIONESCU**
Prof. dr. ing. **I. VLAD**

Această fascicolă a apărut și cu sprijinul material al comitetului sindicatului și consiliului U. A. S. C. al Institutului politehnic din Iași

COMITETUL DE REDACȚIE

Secția IV

Prof. dr. ing. **C. PICOȘ**
Prof. dr. ing. **P. MATEI**
Prof. dr. ing. **V. BELOUSOV**

REDACȚIA

Prof. dr. doc. **D. MANGERON**
(redactor responsabil)
Prof. dr. doc. ing. **ALFRED BRAIER**
(secretar de redacție)
Asist. ing. **ANETA BRAIER**
(redactor)

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1–4 1984

Secţia IV

CONSTRUCŢII DE MAŞINI

SUMAR

M. D. GAFIŢANU, SPIRIDON S. CREŢU şi CEZAR R. RACOCEA, Contribuţii la optimizarea dimensională a rulmenţilor cu role. (IV) Teste experimentale de durabilitate (engl., rez. rom.) 7

SPIRIDON S. CREŢU, Durabilitatea rulmenţilor radiali oscilanţi cu role butoi şi duritatea elementelor componente (engl., rez. rom.) 13

AL. RENER, VALENTIN LUPU, EUGEN CARATA şi CEZAR BANGU, Folosirea calculatorului în etapa de alegere a tipului optim de structură cinematică a unui mecanism de reglare în trepte (germ., rez. rom.) . . 19

STAN PANAIT, MIRCEA COZMÎNCĂ şi I. ROMANESCU, Noi metode de analiză a preciziei cinematice (franc., rez. rom.) 25

RADU DĂNILĂ, OVIDIU CALANCIA, ADRIAN DIMA şi DORINA LUCHIAN, Rezultate experimentale şi consideraţii privind eficienţa detensionării prin vibrare a pieselor şi subansamblelor sudate, comparativ cu detensionarea termică (franc., rez. rom.) 31

OVIDIU CALANCIA, RADU DĂNILĂ, LEONACHE DRĂGOI, DORINA LUCHIAN şi ADRIAN VUSATIUC, Generatoare de picături pentru tratamentele termochimice în medii gazoase ale oţelurilor de cementare (engl., rez. rom.) 37

I. CURIEVICI, AURELIAN SIMIONESCU, MIRCEA URSESCU, CRISTINA CAPATU şi AUREL ANDREESCU, Baterie de tuburi termice pentru recuperarea căldurii din gazele arse (engl., rez. rom.) 41

CONDRAT-ADRIAN HOMUTESCU, Măsurarea consumului instantaneu de combustibil la încercarea motoarelor cu ardere internă pe stand (rusă, rez. rom.) 47

D. ZETU, N. GOJINEŢCHI, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIŢĂ şi GH. UNGUREANU, Unele consideraţii privind calculul parametrilor elementelor de acţionare ale modulelor de prindere ale roboţilor industriali (rom., rez. germ.) 53

N. GOJINEŢCHI, D. ZETU, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIŢĂ şi GH. UNGUREANU, Contribuţii privind calculul unor forţe de strîngere ale apucătoarelor roboţilor industriali ce lucrează în coordonate cilindrice (rom., rez. germ.) 57

GH. LUNGU şi RADU STREIT, Maşină de marcat prin procedeul electrochimic (engl., rez. rom.) 63

N. GHERGHEL, Consideraţii privind metodologia de identificare a condiţiilor de precizie impuse suprafeţelor de prelucrat (germ., rez. rom.) . . . 67

LAURENŢIU SLĂTINEANU, TRAIAN GRĂMESCU, C. PICOŞ şi GH. COMAN, Cîteva observaţii asupra rugozităţii suprafeţelor la strunjirea longitudinală de finisare (franc., rez. rom.) 75

CRISTIAN CONSTANTINESCU şi MIRCEA COZMÎNCĂ, Metodologie pentru calculul forţei axiale şi a momentului de torsiune la prelucrarea prin aşchiere a găurilor adînci (franc., rez. rom.) 79

LIVIU HOSTIUC, Principiile esteticii industriale aplicate în construcţia de maşini (rom., rez. germ.) 85

MONICA VOICU şi LUMINIŢA LUPU, Perfecţionarea programării reparaţiilor în vederea asigurării creşterii volumului producţiei (franc., rez. rom.) 91

GR. TAŞCĂ, Calculul cuplului motor stabilizat şi a vitezei unor motoare rotative funcţionînd cu grafice de sarcină cu şocuri de formă particulară, caracteristice sectoarelor agricol şi zootehnic (I) (om, rez. franc.) 95

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1–4 1984

Section IV

MACHINE CONSTRUCTION

CONTENTS

M. D. GAFIŢANU, SPIRIDON S. CREŢU and CEZAR R. RACOCEA, Contributions to the Dimensional Optimization of Roller Bearing. (IV) Durability Experimental Tests (English, Romanian summary) 7
SPIRIDON S. CREŢU, The Fatigue Life of Spherical Roller Bearings and the Hardness of their Elements (English, Romanian summary) 13
AL. RENER, VALENTIN LUPU, EUGEN CARATA und CEZAR BANGU, Anwendung des Computers zeits der Auswahl der optimalen kinematischen Struktur eines Stufengetriebes (German, Romanian summary) 19
STAN PANAIT, MIRCEA COZMÎNCĂ et I. ROMANESCU, Nouvelles méthodes d'analyse de la précision cinématique (French, Romanian summary) 25
RADU DĂNILĂ, OVIDIU CALANCIA, ADRIAN DIMA et DORINA LUCHIAN, Résultats expérimentaux et considérations sur l'efficience du recuit de stabilisation par vibration des pièces et sous-ensembles soudés, comparatif au recuit de stabilisation thermique (French, Romanian summary) 31
OVIDIU CALANCIA, RADU DĂNILĂ, LEONACHE DRĂGOI, DORINA LUCHIAN and ADRIAN VUSATIUC, Generators of Drops for Termochemistry Treatments in Gaseous Medium of Cementing Steels (English, Romanian summary) 37
I. CURIEVICI, AURELIAN SIMIONESCU, MIRCEA URSESCU, CRISTINA CAPATU and AUREL ANDREESCU, Heat Pipe Batteries for Waste Gas Heat Recovery (English, Romanian summary) 41
CONDRAT-ADRIAN HOMUTESCU, Measurement of Instantaneous Fuel Flow on the Stand Testing of Internal Combustion Engines (Russian, Romanian summary) 47
D. ZETU, N. GOJINEŢCHI, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIŢĂ und GH. UNGUREANU, Bezüglich die Berechnung der Parameter der Antriebelementen der Industrierobotergreifer (Romanian, German summary) 53
N. GOJINEŢCHI, D. ZETU, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIŢĂ und GH. UNGUREANU, Beiträge bezüglich der Spannkräfteberechnung der Greifen der Industrieroboter arbeitend in Zylindrischen Koordinaten (Romanian, German summary) 57
GH. LUNGU and RADU STREIT, Machine Tool for Electrochemical Marking (English, Romanian summary) 63
N. GHERGHEL, Überlegungen zur Methodologie der Bestimmung von Präzisionbedingungen für zu bearbeitende Oberflächen (German, Romanian summary) 67
LAURENŢIU SLĂTINEANU, TRAIAN GRĂMESCU, C. PICOŞ et GH. COMAN, Quelques observations concernant la rugosité des surfaces au tournage longitudinal de finition (French, Romanian summary) 75
CRISTIAN CONSTANTINESCU et MIRCEA COZMÎNCĂ, Méthodologie pour le calcul de la force axiale et du moment de torsion à l'usinage par coupe des trous profonds (French, Romanian summary) 79
LIVIU HOSTIUC, Die Prinzipien des Designs im Maschinenbau (Romanian, German summary) 85
MONICA VOICU et LUMINIŢA LUPU, Perfectionnement de la programmation des réparations pour assurer l'accroissement du volume de la production (French, Romanian summary) 91
GR. TAŞCĂ, Calcul du couple moteur stabilisé et de la vitesse de certains moteurs rotatifs avec des graphiques de charge caractéristiques pour les secteurs agricol et zootechnique (I) (Romanian, French summary) 95

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
BULLETIN OF THE POLYTECHNIC INSTITUTE OF JASSY
ИЗВЕСТИЯ ЯССКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
Том XXX(XXXIV), Вып. 1–4 1984

Секция IV

МАШИНОСТРОЕНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ

М.Д. ГАФИЦАНУ, СПИРИДОН С. КРЕЦУ и ЧЕЗАР Р. РАКОЧЯ, Вклад к размерностю оптимизация роликоподшипников (IV) (англ., рез. рум.) 7
СПИРИДОН С. КРЕЦУ, Долговечность сферических роликоподшипников и твёрдости их элементов (англ., рез. рум.) 13
АЛ. РЕНЕР, ВАЛЕНТИН ЛУПУ, ЭУДЖЕН КАРАТА И ЧЕЭАР БАНГУ, Использование ЭВМ в этапы выбирание оптимального типа кинематических структур механизма коробких скоростеи (нем., рез. рум.) 19
СТАН ПАНАИТ, МИРЧЯ КОЗМЫНКЭ и И. РОМАНЕСКУ, Новые методы для анализирования кинематическои точность станков (франц., рез. рум.) 25
РАДУ ДЭНИЛЭ, ОВИДЮ КАЛАНЧЯ, АДРИАН ДИМА и ДОРИНА ЛУКИАН, Зкспериментальные результаты и исследования относительно эффективности снятия напряжений сварных деталей, вибрирующим способом, сравнительно с термическим снятием напряжений (франц., рез. рум.) 31
ОВИДЮ КАЛАНЧЯ, РАДУ ДЭНИЛЭ, ЛЕОНАКЕ ДРЭГОИ, ДОРИНА ЛУКИАН и АДРИАН ВУСАТЮК, Каплевые генераторы для термохимического обработка в газовые среди цементированных сталеи (англ., рез. рум.) 37
И. КУРИЕВИЧ, АУРЕЛЯН СИМИОНЕСКУ, МИРЧЯ УРСЕСКУ, КРИСТИНА КАПАТУ и АУРЕЛ АНДРЕЕСКУ, Батарея тепловых трубок для рекуперации теплы дыховых газов (англ., рез. рум.) . . 41
КОНДРАТ-АДРИАН ХОМУТЕСКУ, Измерение мгновенного расхода топлива при испытаниях двигателеи внутреннего сгорания на стендах (русск., рез. рум.) 47
Д. ЗЕТУ, Н. ГОЖИНЕЦКИ, Г. ЛУНГУ, АЛ. МИТРОФАН, К. КИРИЦЭ и Г. УНГУРЕАНУ, Несколько замечания о расчете параметров элементов привода захватывающих каплоновок схватов промышленных роботов (рум., рез. нем.) 53
Н. ГОЖИНЕЦКИ, Д. ЗЕТУ, Г. ЛУНГУ, АЛ. МИТРОФАН, К. КИРИЦЭ и Г. УНГУРЕАНУ, Расчет сил схватывания схватов промышленных роботов работающих в цилиндрических систем координат (рум., рез. нем.) 57
Г. ЛУНГУ и РАДУ ШТРЕИТ, Металорезущий станок для злектрохимической маркировки (англ., рез. рум.) 63
Н. ГЕРГЕЛ, Соображения по методике идентификации условий точности предписанных обработанным поверхностям (нем., рез. рум) . . 67
ЛАУРЕНЦЮ СЛЭТИНЯНУ, ТРАЯН ГРЭМЕСКУ, К. ПИКОШ и Г. КОМАН, Несколько замечаний о шероховатости поверности при продольном чистовом точении (франц., рез. рум.) 75
КРИСТИАН КОНСТАНТИНЕСКУ и МИРЧЯ КОЗМЫНКЭ, Методика для расчета аксиальной силы и торсионного момента на обработке резанием глубоких отверстих (франц., рез. рум.) 79
ЛИВЮ ХОСТЮК, Принципы промышленной эстетики в области машиностроения (рум., рез. нем.) 85
МОНИКА ВОЙКУ и ЛУМИНИЦА ЛУПУ, Усовершенствование програмирования ремонта для роста объёма продукции (франц., рез. рум.) . 91
ГР. ТАШКЭ, Вычисление стабильного момента двигателя и скорости иных ротационных двигателей, работающих по графиков нагрузки с периодическими тольчками чястнои формы, присивающие сельскохозяиственным машинам (I) (рум., рез. франц.) 95

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.C. 621.822.8

CONTRIBUTIONS TO THE DIMENSIONAL OPTIMIZATION OF ROLLER BEARING

IV. DURABILITY EXPERIMENTAL TESTS

BY

M. D. GAFIŢANU, SPIRIDON S. CREŢU and CEZAR R. RACOCEA

1. Introduction. In cylindrical roller bearings as well as in spherical roller bearings there are significant stress concentration at the ends of the contact area between the rolling bodies and raceways. This stress concentration determines an important change of the theoretical stress distribution of ideal line contact and consequently modifies both the origin place and the life of the fatigue phenomenon.

Because in the case of roller bearings the ideal line contact is impossible to be achieved the inner geometry of the roller bearings has changed in order to reduce the end stresses. In order to obtain general solutions both theoretical and experimental researches were carried out.

In the paper [1] are presented the principles of an original method for solving the contact between a roller and a bearing raceway. The method is based on the sectioning of the roller in segments at which the generatrix radius is constant ; stress-load equations are obtained. In the paper [3] a computation model is presented for both the dynamic capacity and fatigue life of the roller bearings using the sectioning method for solving the roller-raceway contact. In the paper [2] the load-stress equations obtained by the sectioning method are corrected in order to correlate them with experimental measurements [5].

2. Fatigue Life Tests. Experimental tests were carried out to verify the theoretic conclusions stated in previous papers [1]...[3]. These tests have been accomplished for two types of bearings : cylindrical radial roller bearings WJ 120 ($120 \times 240 \times 80$) and spherical radial roller bearings 290229 C3 ($145 \times 250 \times 80$). This selection was imposed in order to underline the behaviour of the bearings whose rollers are made up of three contact areas (line, modified point and point-type WJ 120) as well as bearings whose rollers have two contact areas (modified point and point-type 290229 C3).

For comparable results, the tests have been acomplished both on non-modified bearings and on those optimised for a given service load.

The stand (Fig. 1) permits the simultaneous life testing of four bearings oil lubricated *2* mounted on the shaft *1* .The load is applied by means of a *3* hydrostatic pressure device *4*. The electromotor *6* and the belt *5* ensure a speed of 600 rot/min. During the tests the temperature stabilized at 90°C.

Four lots of W J 120 bearings have been tested (lot a : 6 non modified bearings; lot b, c, d: 8, 7 and 6 respectively modified bearings). The experimental results have been processed according to [3] while the Weibull diagrams are presented in Fig. 2 (a, b, c and d).

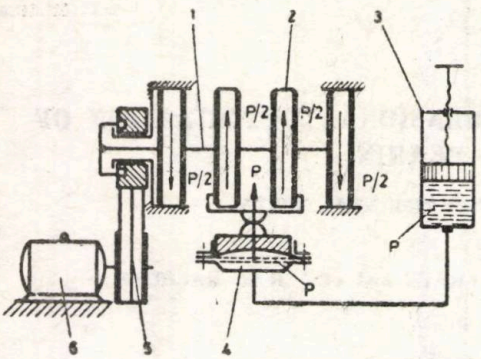


Fig. 1

The ratio of the basic dynamic capacities C_M/C_N of the modified bearings and of the non-modified ones, corresponding to the test load based on the theoretical data, previously presented, is

$$(1) \qquad \left(\frac{C_M}{C_N}\right)_{\text{theoretical}} = 1.22.$$

The same rate obtained from the experimental results processing is

$$(2) \qquad \frac{C_b}{C_a} = 1.3\,; \qquad \frac{C_c}{C_a} = 1.29\,; \qquad \frac{C_d}{C_a} = 1.45,$$

where C_b, C_c, C_d and C_a represent the basic dynamic capacities obtained from the experimental results processing of the modified bearings lots b, c and d, as well as of the lot a containing the non-modified ones.

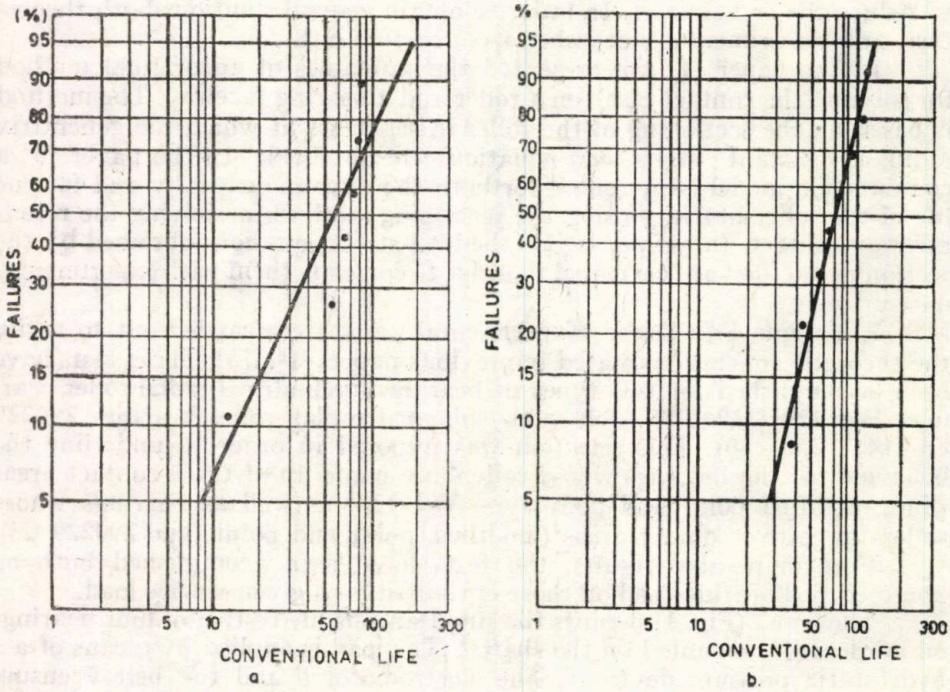


Fig. 2

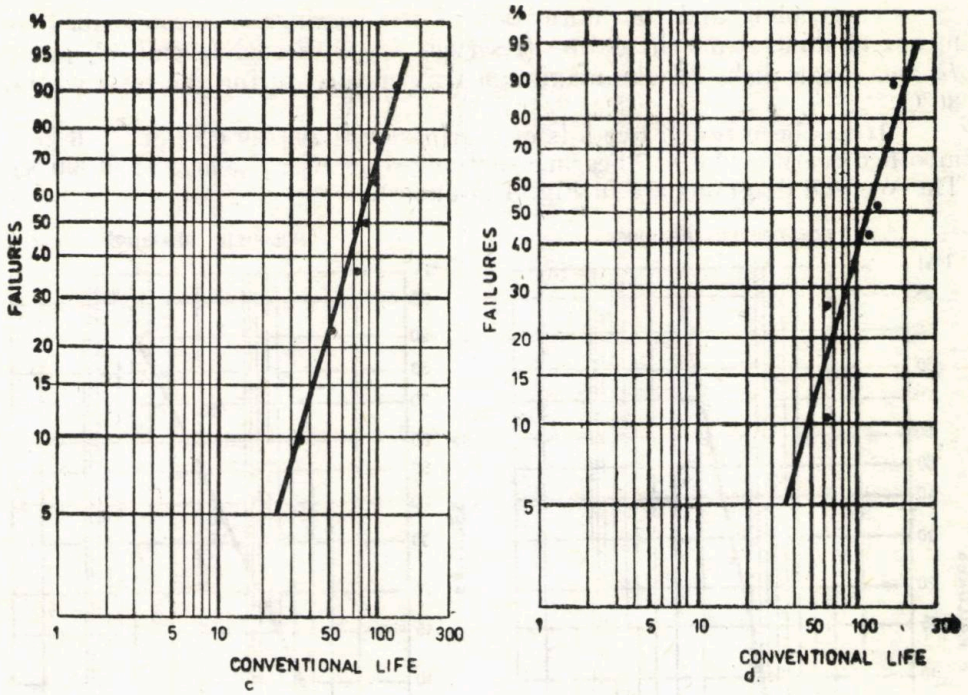


Fig. 2

The test stand for the spherical roller bearings is presented in Fig. 3. This stand enables the testing of a single roller bearing *3* fixed on the shaft *4*. The roller bearing to be tested *3* as well as the supporting roller bearings *1* and *5* have a speed of 870 rot/min (the electromotor *10*, belt transmissions *8*, *9* and *11*, discharging device *7*, coupling *6*).

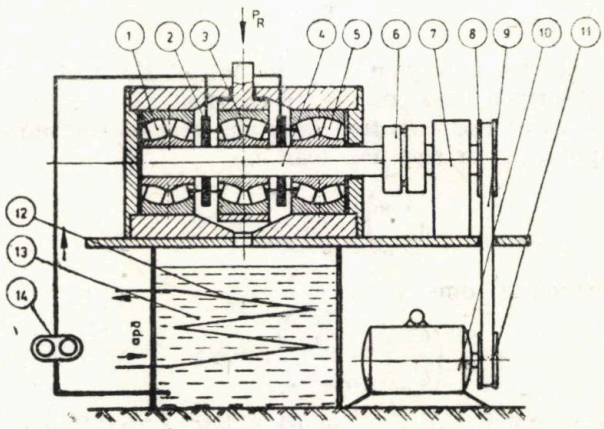


Fig. 3

The cooling and the lubrication of the bearings is accomplished by means of mineral oil circulation (reservoir *13*, with cooling coil *12*, pump *14* and nezzle disks *2*). The maximum temperature during the tests was of 80°C.

It has been tested two lots of bearings type 290229 C3 (lot *e*: 6 non-modified bearings; lot *f*: 7 bearings, optimized for a service load of 50 000 N). The Weibull diagrams are in Fig. 4 (*a* and *b*).

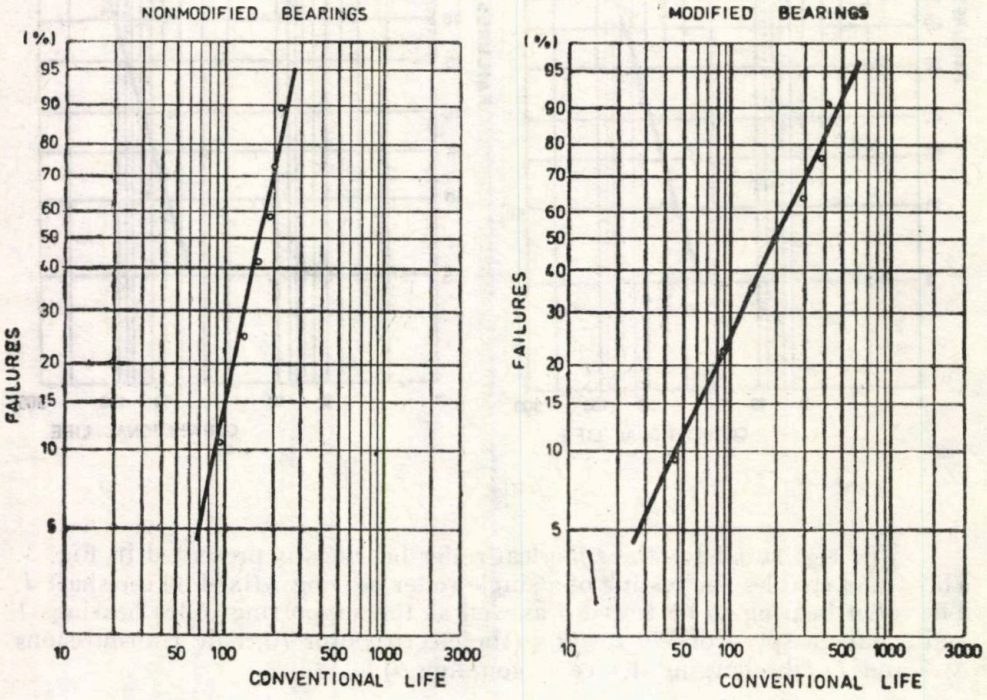


Fig. 4

The test load for a convenient duration of the tests being five times higher that the service load, in the theoretical ratio C_M/C_N of the basic dynamic capacities of the modified bearings and of the non-modified ones as well, corresponding to the test load is

$$\left(\frac{C_M}{C_N}\right)_{\text{theoretical}} = 0.56, \tag{3}$$

while the experimental one is

$$\left(\frac{C_M}{C_N}\right)_{\text{experimental}} = 0.81. \tag{4}$$

It follows that by means of a dimensional optimization of the bearings, it is obtained an increase of the basic dynamic capacity corresponding to

the service load of the C_M modified bearings in comparison with the non-modified ones :

$$C_M = 1.61\ C_N \tag{5}$$

for the radial cylindrical roller bearings of the type WJ 120 and

$$C_M = 1.69\ C_N \tag{6}$$

for the selfaligning radial two row barrel shaped roller bearings of the type C3 290229, fact which leads to durability increases of about 400%.

3. Conclusions. 1. The previous theoretical or experiemental researches do not point out satisfactorily the quantitative influence of the edge stress concentrators upon the basic dynamic capacity of roller bearings, with difficulties in establishing an optimal geometry for given service conditions.

2. The experimental tests performed on WJ 120 radial cylindrical roller bearings, and spherical C3 290229 radial roller bearings, confirm a satisfactory concordance between the theoretical conclusions and experimental results.

Received December 14, 1984

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine Details

REFERENCES

1. Gafiţanu M. D., Berlea G. I., Racocea C. R., *Dimensional Optimization of Roller Bearing* (I). Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXIII (XXVII)**, *1–2*, s. IV, 21–28 (1977).
2. Gafiţanu M. D., Racocea C. R., *Contributions to the Dimensional Optimization of the Roller Bearing* (III). Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXIV (XXVIII)**, *1–2*, s. IV, 43–49 (1978).
3. Gafiţanu M. D., Racocea C. R., *Dimensional Optimization of the Roller Bearing* (II). Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXIII (XXVII)**, *1–2*, s. IV, 43–49 (1977).
4. Weibull W., *Fatigue Testing and Analysis of Results.* Pergamon Press, London–New York–Paris, 1966.
5. Wymer D. G., Cameron A., *Elastohydrodynamic Lubrication of a Line Contact.* Proc. Inst. Mech. Engrs., **188**, *19* (1974).

CONTRIBUŢII LA OPTIMIZAREA DIMENSIONALĂ A RULMENŢILOR CU ROLE

IV. Teste experimentale de durabilitate

(Rezumat)

Se prezintă standurile şi rezultatele încercărilor experimentale de durabilitate efectuate la două tipuri de rulmenţi şi anume : rulmenţi radiali cu role cilindrice tip WJ 120 şi rulmenţi radiali-oscilanţi cu role butoi pe două rînduri tip 290229 C3. Aceste încercări au fost necesare pentru verificarea unei metode originale de tratare a contactului rolă-cale de rulare şi anume metoda secţionării, prezentată în lucrările anterioare [1]...[3].

Materialul expus în prezenta lucrare confirmă concordanţa satisfăcătoare a concluziilor teoretice anterioare cu rezultatele experimentale. Sînt create astfel bazele teoretice şi experimentale necesare optimizării rulmenţilor cu role cilindrice sau butoi.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

D.C. 621.822.8

THE FATIGUE LIFE OF SPHERICAL ROLLER BEARINGS AND THE HARDNESS OF THEIR ELEMENTS

BY

SPIRIDON S. CREȚU

1. Introduction. There are three different opinions regarding the relation between the hardness of rolling bearing elements and the fatigue life of the bearings :

i) the fatigue life attains a maximum value for an optimum hardness of the bearing elements [1]...[3] ;

ii) the fatigue life continuously increases as long as the elements hardness increases [5] ;

iii) the fatigue life attains a maximum value for an optimum difference between the hardness of the elements in rolling contact [4], [6], [7].

Regarding the influence of the difference in hardness between the bodies of the elements in rolling contact on their fatigue lives the experimental data existing in literature were obtained only by employing fatigue life tests on specimens [4]...[6]. There are no mentions referring to the fatigue life of rolling bearings made with a certain difference in hardness between rolling bodies and bearing raceways.

In this paper the author verifies by fatigue life tests, carried out on spherical roller bearings, the main conclusions mentioned in literature regarding the relations between the fatigue life on one side and both, the hardness and the difference in hardness, on the other side.

2. Experimental Procedure. Seven groups of 22 318 spherical roller bearings have been selected, each group containing 24 bearings. All bearings were made from the same charge steel. Three groups were selected with different hardness between the rolling bodies and the bearing raceways. All the rolling bearings were selected from PO accuracy class and normal clearance.

The fatigue life tests were carried out using special devices. On each shaft of the testing devices were mounted two testing bearings, the load being applied by two central auxiliary bearings. A schematic drawing is presented in Fig. 1.

The fatigue life tests were carried out under the following conditions : *load* on one bearing, 60 900 N ; *rotation speed* of the inner ring, 1 000 r.p.m. ; *lubrication* assured with mineral oil type M 20 having viscosity of 25 10^{-3} Pa.s at 50°C.

The fatigue life tests were of the censored type, the number r of the failed rolling bearings in each tested group being smaller than the total number n of the rolling bearings in that group. When one of the bearings under test failed by another cause of failure than rolling contact fatigue, it was considered in the statistical analysis of the result as a *suspended item.*

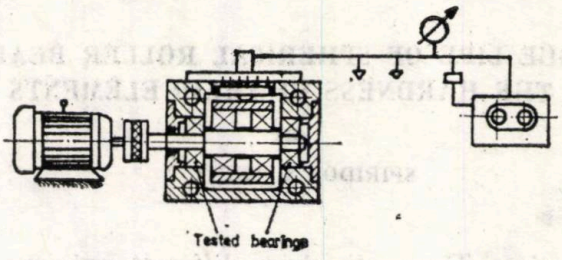


Fig. 1

3. Experimental Results. The Weibull distribution function was accepted for the fatigue lives distribution of the spherical roller bearings tested in this experimental programme [10]

$$F(L)=1-\exp\left[-\left(\frac{L-L_0}{a}\right)\right]^e. \tag{1}$$

The estimation of the Weibull distribution function for each group was performed by two methods :

i) *The graphical method,* plotting the values $P(i)$ of the distribution function on Weibull probabilistic paper [10]. The probabilities of failure were computed using the equations proposed by Johnson L.G.[1]

$$P(i)=\frac{r-0.30685-0.3863\left(\frac{r-1}{n-1}\right)}{n}, \quad \text{for} \quad n>20, \tag{2a}$$

$$P(i)=1-2^{-\frac{1}{n}}+\left(\frac{r-1}{n-1}\right)(2^{1-\frac{1}{n}}-1), \quad \text{for} \quad n\leqslant 20, \tag{2b}$$

where n is the total number of spherical roller bearing of the group and r is the number of bearings which failed the test.

In Fig. 2 is presented the Weibull diagram, as well as the 90% confidence bands for the groups *1* and *5*. The synthetic Weibull diagrams are presented in Fig. 3.

ii) *The maximum likelyhood method* [12], the values of the estimators $\hat{a}$ and $\hat{e}$ were obtained by solving the following transcendental equations :

$$\hat{a}=\left[\sum_{k=1}^{n}\frac{L_k^{\hat{e}}}{r}\right]^{1/\hat{e}}, \tag{3}$$

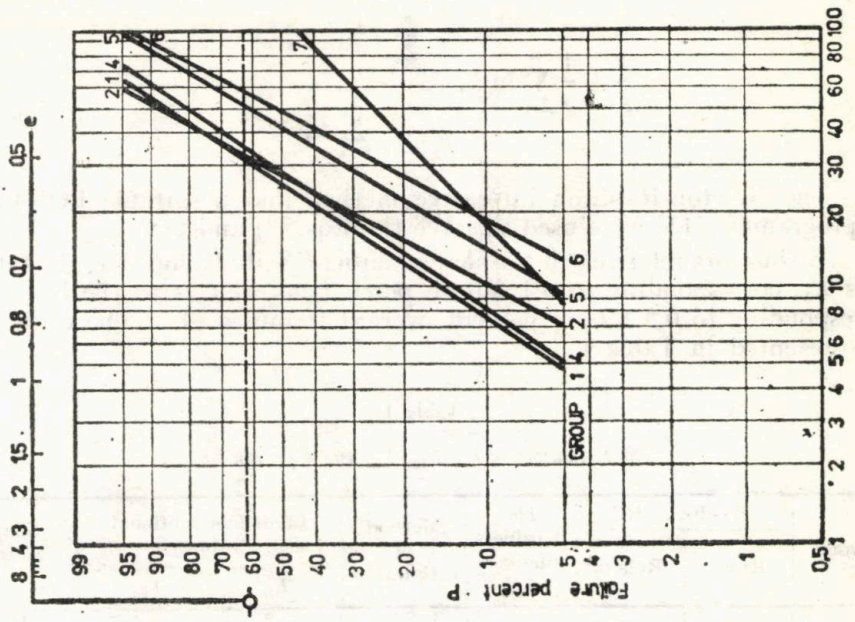

GROUP 1 4 2 5 6
7
Failure percent P
Durability L
e

Fig. 3

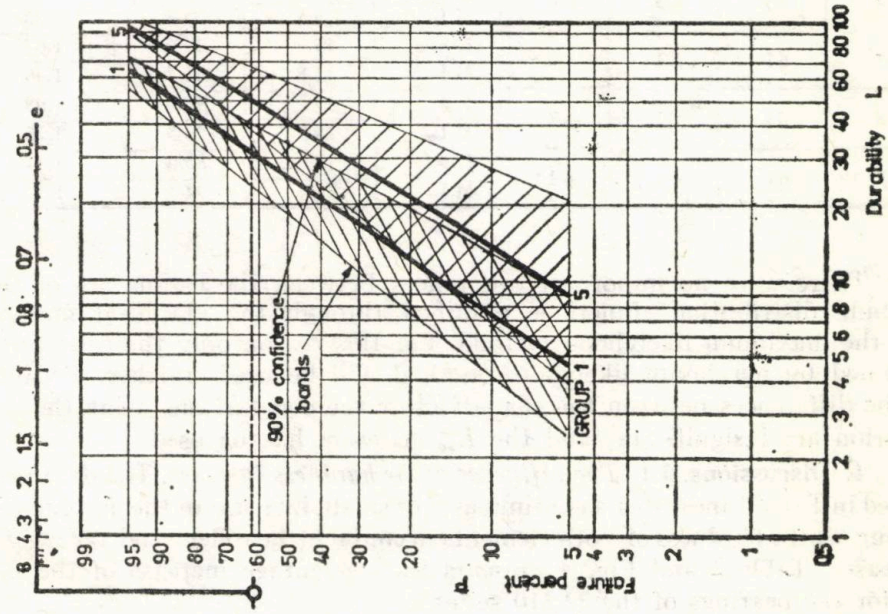

90% confidence bands
GROUP 1
Failure percent P
Durability L
e

Fig. 2

$$\frac{1}{\hat{e}} + \frac{1}{r}\sum_{i=1}^{r} \ln L_i - \frac{\sum_{k=1}^{n} L_k^{\hat{e}} \ln L_k^{\hat{e}}}{\sum_{k=1}^{n} L_k^{\hat{e}}} = 0. \tag{4}$$

The Newton-Raphson interative method and a suitable FORTRAN IV programme [13] were used to solve the Eqs. (3) and (4).

Estimators referring to the shape factors (Weibull slopes) e, the fatigue lives L_{10} corresponding to 0.1 failure percent, as well as to the lives L_{50}, corresponding to 0.5 failure percent, were determined [11]. The estimators are presented in Table 1.

Table 1

The estimators of the L_{10}, L_{50} and e parameters

Group	Hardness, RC		The hardness diference ΔH	Method of estimation	Lives (conventional values)		Shape factor e
	Rings	Rollers			L_{10}	L_{50}	
1	61	61	0	L.S.	7.2	24.2	1.55
				M.L.	7.6	26.0	1.53
2	63	63	0	L.S.	10.0	27.0	1.89
				M.L.	13.5	30.4	2.33
3	65	65	0	L.S.	10.4	28.6	1.86
				M.L.	11.8	49.0	1.46
4	65	65	0	L.S.	8	27.0	1.54
				M.L.	5.8	35.1	1.05
5	61	63	+2	L.S.	13	40.0	1.67
				M.L.	11.8	42.7	1.46
6	63	65	+2	L.S.	19	49.0	1.98
				M.L.	18.0	53.5	1.76
7	61	65	+4	L.S.	18	85.0	1.21
				M.L.	23.1	92.5	1.36

There were no important differences between the estimators of the Weibull distribution functions obtained through the graphical method and the maximum likelyhood method. For this reason only the estimators obtained by maximum likelyhood method will be used further. Because of the differences between the shape factors the comparisons using the L_{10} criterion are insignificant, and the L_{50} criterion has be used.

4. Discussions. 4.1. *The influence of the hardness increase.* The data presented in Table 1 indicates a continuous, but small, increase in the fatigue life as long as the hardness of both elements in contact (the rollers and raceways) increases. Table 2 and Fig. 4 presents the percentage increase of the L_{50} life for the bearings of the 22 310 series.

Table 2

The percentage increase of the L_{50} life

Group	Hardness, RC		The hardness difference ΔH	The percentage increase
	Rings	Rollers		
1	61	61	0	—
2	63	63	0	17 %
3	65	65	0	90 %
4	65	65	0	35 %
5	61	63	+2	65 %
6	63	65	+2	106 %
7	61	65	+4	260 %

These findings confirm the statement from [4] referring to the relation between the life and the hardness (as long as both elements in contact have the same hardness).

4.2. *The influence of the hardness differences.* The data obtained from the durability tests indicates the increase in the fatigue life when the rollers had their hardness between 2...4 Rockwell C units greater than the hardness of the raceways. Comparative results are given in Table 2 and Fig. 5.

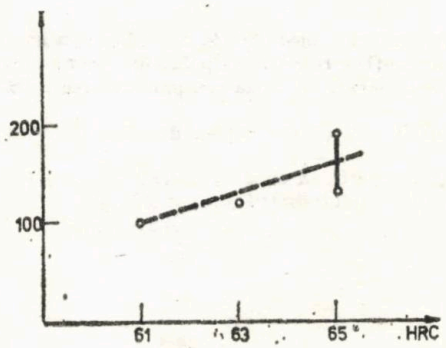


Fig. 4

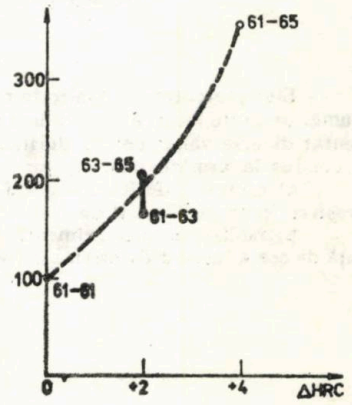


Fig. 5

5. Conclusions. The experimental tests carried out on spherical roller bearings type 22 310 have enabled to draw the following conclusions :

1. The increase in the hardness of the raceways as well as of the rollers leads to a small increase (up to 28%) of the durability.

2. A much more increase of the durability (up to 270%) is achieved when the rollers hardness is with 2...4 Rockwell C units greater than the hardness ot the inner and outer rings raceways.

Received December 14, 1984

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine Details

REFERENCES

1. Baughman R. A., Trans. A.S.M.E., (D), J. Basic Engng., **83**, *2*, 287–296 (1961).
2. Sahonko I. M., Podşipnik, *2* (1953) (translated in Romanian by I.D.T., Bucharest).
3. Hofmann V., Constr. de maşini (Caiet selectiv), *5* (1964).
4. Zaretsky V. E., Parker R. J., Anderson W. J., Trans. A.S.M.E., (F), J. Lub. Techn. **91**, *2*, 314–319 (1969).
5. Zaretsky V. E., Parker R. J., Anderson W. J., NASA-TN-D, 2664 (1965).
6. Gerlach G., Constr. de maşini (Caiet selectiv), *1*, 675–678 (1968).
7. Carter T. L., NASA TR R-*60*, 1960.
8. Popinceanu N., Gafiţanu M., Bul. Inst. polit. Iaşi, **XIII (XVII)**, *1–2* (1967).
9. Popinceanu N., Gafiţanu M., Bul. Inst. polit. Iaşi, **XIII (XVII)**, *3–4* (1967).
10. Weibull V., ASME, J. Appl. Mech., *10*, 293–301 (1951).
11. Johnson L. G., *The Statistical Treatment of Fatigue Experiments*. Elsevier Publ. Co., New York, 1964.
12. Mihoc Gh., Muja A., *Bazele matematice ale teoriei fiabilităţii*. Ed. „Dacia" Cluj-Napoca, 1978.
13. Creţu S. Sp., Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXVI (XXX)**, *3–4*, s. IV, 69–75 (1980).

DURABILITATEA RULMENŢILOR RADIALI OSCILANŢI CU ROLE BUTOI ŞI DURITATEA ELEMENTELOR COMPONENTE

(Rezumat)

Sînt prezentate şi analizate rezultatele obţinute în urma încercării la durabilitate a unui număr de şapte loturi a cîte 24 de rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi tip 22 310 care au prezentat diverse valori pentru duritatea elementelor componente. Analiza comparativă realizată a condus la următoarele concluzii :

a) creşterea durităţii căilor de rulare a celor două inele cît şi a rolelor determină o mică creştere (pînă la 28%) a durabilităţii ;

b) realizarea unor rulmenţi cu duritatea rolelor superioară cu 2...4 unităţi Rockweel C faţă de cea a inelelor determină o creştere mult mai mare a durabilităţii (pînă la 270%).

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.K. 621—232

ANWENDUNG DES COMPUTERS ZEITS DER AUSWAHL DER OPTIMALEN KINEMATISCHEN STRUKTUR EINES STUFENGETRIEBES

VON

AL. RENER, VALENTIN LUPU, EUGEN CARATA und CEZAR BANGU

1. Einführung. Der kinematische Entwurf des Drehzahlstufenregelgetriebsmechanismuses der Hauptspindel einer Werkzeugmaschine verfolgt eigentlich das Erhalten einer Drehzahl z, ausgehend von der einzigen Drehzahl des Antreibsmotors.

Die strukturellen Möglichkeiten sind vielzahlig, sodass der Entwerfer die optimale Variante auswählen muss, wobei man als optimale Variante diejenige annehmen kann, für welche der materielle Aufwand von Maschinenbauteilen (Zahnräder, Bewegungsblocks, Spindeln, Kupplungen usw.) am kleinsten ist, u.z. solche Maschinenteile deren Positionierung zu einer solchen Beanspruchung im Ganzen führen soll, sodass deren Abmessungen und der Materialverbrauch minimalisiert werden können.

Eine der Hauptetappen des kinematischen Entwurfs ist die optimale Auswahl des Strukturtyps. In dieser Etappe, besteht die erste Phase in der Kenntniss aller möglichen kinematischen Varianten verschiedener Strukturtypen für das Erhalten der benötigten Drehzahl z der Hauptspindel. Diese Phase ist sehr aufwändig, und da sie nur Routinearbeit voraussetzt, kann sie dem Computer überlassen werden.

Die Klassifikation der verschiedenen Strukturtypen der Regelmechanismen nach [4] ist in Abb. 1 wiedergegeben. Mit z^0 ist die sogenannte Basisstruktur, und mit z' und z'' die Hilfsstrukturen bezeichnet. Sowohl die Baisstruktur, als auch die Hilfsstrukturen sind aus einer oder mehreren reihengeschalteten kinematischen Gruppen gebildet, wobei man unter kinematischer Gruppe die Gesamtheit der Getriebe zwischen zwei aufeinanderfolgenden Spindeln [1] versteht.

Mit Hilfe der Basisstruktur und der Zusatzstrukturen, kann man mehrere kinematische Kreise aufstellen, wobei jeder dieser Kreise ein Drehzahlbereich der Hauptspindel gewerkstelligen kann. Die Drehzahl z der Hauptspindel folgt als Summe dieser Drehzahlbereiche.

Die Hilfsstrukturen können im Ganzen vielfältig zusammenwirken. So also, Abb. 1, enthalten die Strukturen des Typs A nur eine

einzige Hilfsstruktur, wobei aber die Strukturen des Typs *B*, *C* und *D* zwei paralellgeschaltete, reihengeschaltete und bzw. reihen-und paralellgeschaltete Hilfsstrukturen enthalten.

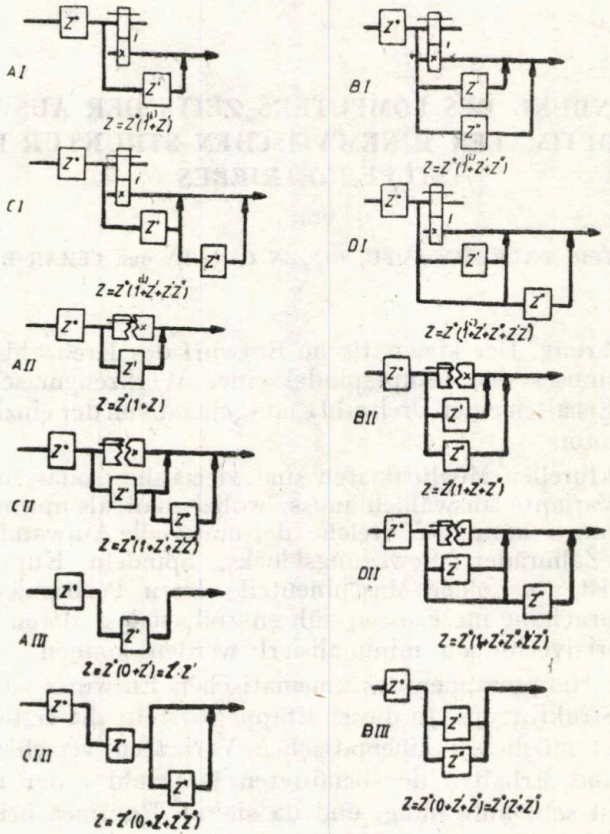


Abb. 1

Obwohl theoretisch die Anzahl der verwendeten Hilfsstrukturen unbegrenzt ist, ist in der Praxis deren Anzahl nie grösser als zwei. In Abb. 1 sind auch für jeden Strukturtyp die Strukturformeln angegeben.

Die römischen Zahlen wurden angewendet um die Strukturen nach der kinematischen Verbindung zwischen der Basisstruktur und der Hauptspindel zu unterscheiden. So wird z. B. bei den Strukturen des Typs *I* die Bewegung durch eine Zahnradpaarung, bei denen des Typs *II* durch eine Kupplung, bei Strukturen des Typs *III* nicht direckt sondern unter Zwischenschaltung von Hilfsstrukturen der Hauptspindel übertragen.

Die sogenannten normalen Strukturen, mit Reihenschaltung der kinematischen Gruppen, bilden im Rahmen dieser Klassifikation, den Sonderfall der Strukturen des Typs *A III*.

2. Vorstellung der STRUCT-Kartei. Sowie gezeigt wurde, wenn man eine kinematische Kette entwerfen soll für z Drehzahl der Hauptspindel muss man alle bekannten Varianten, der verschiedenen Strukturtypen kennen.

Um die automatische Variantenauswahl zu ermöglichen, schuf man eine Kartei des Namens STRUCT, welche 426 Struktur varianten verschiedener Typen $Z \in [8, 60]$ $Z \in N$ einhaltet, wobei jene Variante in Betracht gezogen wird, welche eine Drehzahl z, ausgehend von den strukturellen Formeln für $z+1, z+2,...,z+6$ Drehzahlen und 1, bzw. 2... 6 Drehzahlen übereinanderlegen ermöglicht.

Einige kinematischen Schemas, welche die besprochenen Daten beinhalten sind in der STRUCT-Kartei aufgenommen und in Abb. 2 wiedergegeben. Mit p bezeichnete man die Anzahl der Übersetzungsverhältnisse aus der Gruppe der Basisstrukturen (p^0) oder Hilfsstrukturen (p', bzw. p'').

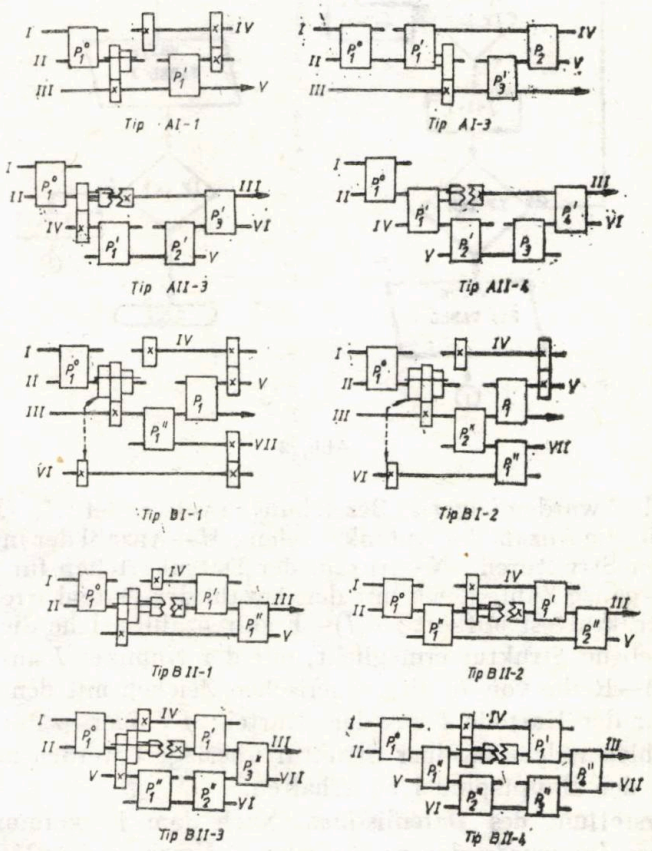


Abb. 2

3. Programm der Strukturenauswahl. Die Strukturenauswahl, welche eine gewünschte Drehzahl z ermöglicht, wurde mit Hilfe des Programms „ALEGTIP" in FORTRAN [2] gemacht, Programm dessen logisches Schema in Abb. 3 dargestellt ist.

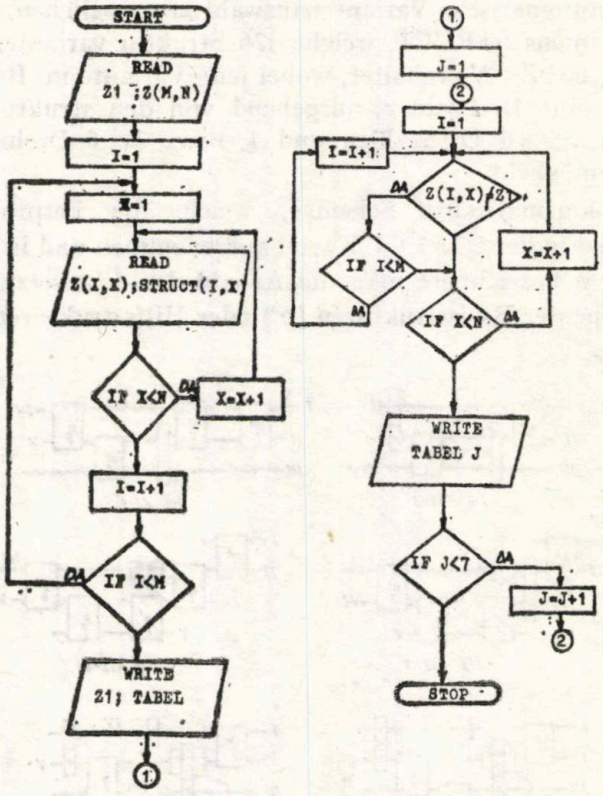


Abb. 3

In Abb. 3 wurden folgende Bezeichungen verwendet : Z_1—Enddrehzahl; I—Zähler für die Anzahl der Datenkartellen ; M—Anzahl der in den Speicher eingegebenen Strukturen ; N—Anzahl der Datenkartellen für jeden Strukturtyp ; L—ganze Zahl, gleich mit der Anzahl der Datenkartellen, bei welcher der Strukturtest aufhört ; $Z(I)$—Enddrehzahl welche die in der Kartelle eingegebene Struktur ermöglicht, mit der Nummer I aus der Kartei ; STRUCT(I)—Reihe von 70 alfanumerischen Zeichen mit den Kenngrössen der Struktur der Kartelle I aus der Kartei ; J-Zähler—zählt die Anzahl der Drehzahlen welche in einer Struktur überlagert werden müssen um Z_1 Drehzahlen der Hauptspindel zu erhalten.

4. Vorstellung des Datenlistings. Nach dem Programmabrollen auf dem Rechner (es wurde der rumänische Rechner Felix 256 verwendet) werden die Resultate folgendermassen ausgeschrieben.

Es wird der Text ausgeschrieben „Sie können z Drehzahlen erreichen unter Verwendung folgender Strukturen", worauf der Tabellenkopf und alle strukturellen Formeln welche in der Kartei STRUCT für eine Drehzahl z enthalten sind ausgedruckt werden.

In jeder Reihe, nach Formel, werden folgende Daten ausgedruckt: Strukturgruppe; Anzahl der beinhalteten Zahnräder (RD); Anzahl der Spindeln (ARB); Anzahl der verschiebbaren Blocks (BLD) und der Kupplungen (CPL) und die Drehzahl welche an der kurzen kinematischen Kette erhalten wird (Z), sowie das maximale Quotient φ (PH) für welches die bezügliche Struktur verwendet werden kann, ohne die konstruktive Bedingung (sehe [4]), zu verletzen.

Anschliessend wird folgender Text ausgedruckt: „Sie können das gleiche Resultat erhalten durch Überlagerung einer Drehzahl mit einer folgender Strukturen", wonach die dazugehörigen strukturellen Formeln angegeben werden. Es folgen die Strukturen für das Erhalten von $z+2$, $z+3$,..., $z+6$ mit der Überlagerung von 2, 3...6 Drehzahlen.

Ein Beispiel der Dateneingabe ist in Abb. 4, für $z=20$, wiedergegeben.

FORMULA STRUCTURALA	TIP	RD	ARB	BLD	Z	AN6	CPL	RATIA PHI	MAXIMA PHI1
2.2(1+2.2)	A2-6	16	5	4	4	2	1	1.12	1.26
2(0+2+2.2.2)	B3-3	20	5	5	4	2	0	1.26	1.41
2(1+3.3)	A2-2	16	4	3	2	1	1	1.12	1.12
2.2(0+2+3)	B3-10	22	6	4	8	3	0	1.26	1.26
2(IN+3+3.2)	B1-2	28	7	5	2	2	0	1.26	1.41
2.2(1+2.2)	B2-9	20	6	4	4	2	1	1.12	1.41
2.2(IN+2.2)	A1-6	20	6	5	4	3	0	1.26	1.26
2(1+3+3*2)	C2-1	18	5	3	2	1	2	1.26	1.41
2.2(IN+2+2)	B1-9	26	8	5	4	3	0	1.26	1.58
2(U+3+3.2)	B2-2	22	5	4	2	1	1	1.12	1.26
2(IN+3.3)	A1-2	20	5	4	2	2	0	1.12	1.12
2(0+2.2+3.2)	B3-5	22	5	5	8	3	0	1.26	1.41
2(IN+3+3*2)	C1-1	24	7	5	2	2	0	1.41	1.41
PUTETI OBTINE ACELASI REZULTAT SUPRAPUNIND 1 TURATII INTR-UNA DIN URMATOARELE STRUCTURI:									
3(IN+2+2*2)	C1-1	24	7	5	3	2	0	1.41	1.41
3(0+3+2.2)	B3-2	22	5	4	9	2	0	1.26	1.41
3(IN+3+3)	B1-1	28	7	4	3	2	0	1.26	1.41
3(1+2+2.2)	B2-2	20	5	4	3	1	1	1.12	1.26
3(1+3.2)	A2-2	16	4	3	3	1	1	1.26	1.26
3(IN+2+2.2)	B1-2	26	7	5	3	2	0	1.26	1.41
3(1+2+2*2)	C2-1	18	5	3	2	1	2	1.26	1.41
3(IN+3.2)	A1-2	20	5	4	3	2	0	1.26	1.26
3(1+3+3)	B2-1	22	5	3	3	1	1	1.12	1.26
PUTETI OBTINE ACELASI REZULTAT SUPRAPUNIND 2 TURATII INTR-UNA DIN URMATOARELE STRUCTURI:									
2(0+2+3.3)	B3-2	22	5	4	4	2	0	1.12	1.12
2(0+3+2.2.2)	B3-3	22	5	5	6	2	0	1.26	1.26
2(1+2+2.2.2)	B2-3	24	7	5	2	1	1	1.26	1.26
2(1+2.2+3.2)	B2-5	22	5	5	2	1	1	1.12	1.26
2(IN+2+2*2.2)	C1-2	24	7	6	2	2	0	1.26	1.26
2(1+2+2*2.2)	C2-2	18	5	4	2	1	1	1.26	1.26
2(IN+2+2.2.2)	B1-3	26	7	6	2	2	0	1.26	1.26
2(IN+2.2+3.2)	B1-5	28	7	6	2	2	0	1.26	1.41

Abb. 4

5. Schlussfolgerungen. Das aufgestellte Rechenprogramm ermöglicht die Verkürzung der Entwurfszeit durch automatische Variantenauswahl verschiedener Strukturvarianten für die Benötigte Drehzahl der Hauptspindel des Getriebes. Auf Grund der ausgedruckten Daten, kann der Entwerfer die optimale Variante bezüglich des Strukturtyps auswählen. Man erhält so ein Anwachsen der Entwurfsproduktivität.

Eingegangen an 9. Dezember, 1984

Technische Hochschule, Jassy,
Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen
und Werkzeugen

LITERATURVERZEICHNIS

1. Botez E., *Mașini unelte.* Vol. I, Ed. tehn., Buc., 1977.
2. Cazacu C., Jucan T., *Programarea în limbajul FORTRAN. Calculatorul Felix C 256.* Ed. „Junimea", Iași, 1977.
3. Wolf W., *Rechnerunterstützte Auslegung mehrstufiger Zahnradgetriebe.* Technicher Verlag Günther Grossmann, GmbH, Stuttgart—Vaihingen, 1975.
4. Воронков А., Требенкин П. *Коробки передач металлорежущих станков.* Машиностроение, Москва, 1964.

FOLOSIREA CALCULATORULUI ÎN ETAPA DE ALEGERE A TIPULUI OPTIM DE STRUCTURĂ CINEMATICĂ A UNUI MECANISM DE REGLARE ÎN TREPTE

(Rezumat)

Se prezintă modul de întocmire a unui program care permite selectarea automată a variantelor structurale oferite de diferitele tipuri de structură a cutiilor de viteze cu reglare în trepte, pentru numărul z de turații ale arborelui principal.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621.9.01

NOUVELLES MÉTHODES D'ANALYSE DE LA PRÉCISION CINÉMATIQUE

PAR

STAN PANAIT, MIRCEA COZMÎNCĂ et I. ROMANESCU

1. Introduction. Le phénomène de base, qu'on doit étudier à la recherche de la précision cinématique des machines-outils, réside dans la transmission aux élémentes finals, exécutifs, de la chaîne d'entraînement, des erreurs d'exécution et de montage de ses éléments : les roues d'engrenages, les engrenages à vis sans fin, les transmissions vis-écrou, l'arbre-accouplement etc. Mais, ce processus est accompagné, dans nombre des cas, par d'autres phénomènes : effets dynamiques des erreurs géométriques de la chaîne cinématique, action des masses sans équilibrage en mouvement de rotation ou de translation, forces de frottement variable, forces de coupé variables, phénomènes de résonance comme d'amortissement et rigiditée limitée de la chaîne cinématique.

En conséquence, comme on décrit dans les nombreux recherches consacrées à cet domain [1]...[4], l'erreur cinématique, ayant des multiples causes avec évolution par hazard (accidentelle), a une évolution aléatoire. Ainsi que, pour caractériser complètement l'erreur cinématique et pour évaluer l'influence des différentes causes, on doit appeller aux moyens et aux méthodes de la statistique mathématique.

Dans cette situation, la base d'estimation et d'identification la structure d'erreur cinématique, réside dans la description mathématique des relations entre les fonctions de temps, d'entrée et de sortie, du processus de formation de l'erreur.

L'identification des phénomènes cinématiques, qui ont lieu dans la machine-outil [5], peut être effectuée en deux manières :

a) dans le domaine du temps, on peut déterminer et interpréter les fonctions de corrélation ;

b) dans le domaine de la fréquence, on peut déterminer et interpréter les fonctions de densité spectrale, de puissance et/ou les spectres de fréquence (l'analyse spectrale).

Disposant d'en registrements du phénomène durant le temps T, la fonction d'autocorrélation R_{xx} pour la fonction $x(t)$, calculée avec la formule (1) [6] se définie considérant que les grandeurs avec qui on travaille sont aléatoires, stationnaires et avec ergodicité uniforme. En ce cas les pro-

priétées statistiques (la densité de probabilité) d'un échantillon $x(t)$ restent les mêmes si on déplace l'origine du temps (on remplace t avec $t\pm\tau$). Le temps est $T-\tau$ et non T, parce que en ce dernier cas il est nécessaire de considérer des enregistrements pendant le temps $T+\tau$. Donc

$$R_{xx}^{T}(\tau)=\frac{1}{T-\tau}\int_{0}^{T-\tau}x(t)\,x(t+\tau)\,\mathrm{d}t. \tag{1}$$

Une autre quantité qui caractérise une fonction obtenue par la superposition d'un grand nombre de composantes harmoniques est la densité spectrale de puissance, déterminée par l'analyse spectrale du signal.

En ce cas, pour la présentation d'un processus stochastique dans le domaine des fréquences, on utilise la fonction de densité autospectrale (la transformation Laplace bilatérale de la fonction de corrélation), calculée par la formule [6]

$$S_{xx}(\mathrm{j}\omega)=\mathcal{F}[R_{xx}(\tau)]=\int_{-\infty}^{+\infty}R_{xx}(\tau)\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\omega\tau}\,\mathrm{d}\tau. \tag{2}$$

2. Méthodologie d'application de l'analyse statistique dans le domaine de la précision cinématique des machines-outils. Pratiquement, le calcul effectif des estimations de corrélation et de la densité autospectrale s'effectue en utilisant des valeurs résultantes de l'échantillonage des enregistrements expérimentaux de longueur $T-\tau$, pour saisir toutes les composantes de l'erreur cinématique. Ainsi, dans le cas d'utilisation du calculateur électronique, l'intégrale (1) se transforme dans une somme conformément à la relation

$$R_{xx}^{N}(k\Delta)=\frac{1}{N-k+1}\sum_{m=0}^{N-k}x(m\Delta)\,x[\Delta(m+k)], \tag{3}$$

où N est le nombre total des valeurs discrètes dans l'interval considéré, conformément à

$$(N-1)\Delta=T, \tag{4}$$

et k est le paramètre de retardement discret ($k\Delta=\tau$), m est la variable discrète (déterminée par la relation $m\Delta=t$).

En utilisant des valeurs centrées de la variable, la fonction définie par (3) est dénommée fonction d'autocovariance.

Une forme commode pour le calcul numérique avec le calculateur des estimations $S_{xx}(p\omega_0)$ est représentée par

$$S_{xx}^{N}(p\omega_0)=\Delta\left[\sigma^2+2\sum_{j=0}^{p-1}w(k\Delta)\,R_{xx}^{T}(k\Delta)\,\cos\frac{\pi_{jk}}{N-1}\right], \tag{5}$$

où $w(k)$ est une fonction fenêtre (window function) pour réaliser le poids statistique de la fonction d'autocovariance, $p\omega_0=p\pi/N\Delta$, ou $p=0,\ 1,\ 2,\ 3,\ldots,$ $N/2$, $\omega_0=\pi/N\Delta$ et σ^2 est l'irrégularité moyenne quadratique.

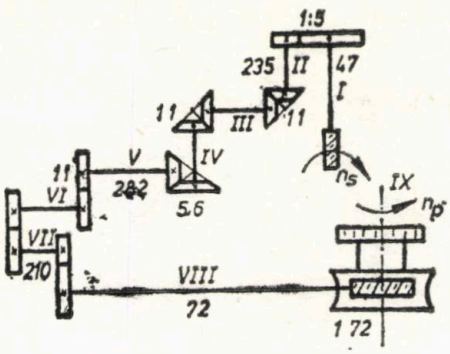


Fig. 1. — Le schéma de la chaîne cinématique.

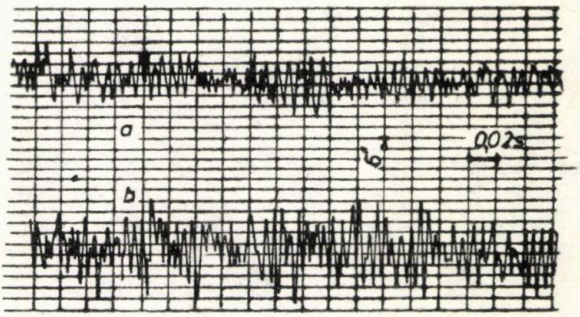


Fig. 2. — Le diagramme d'erreur cinématique : $z = 47$, $n = 60$ rot./mn., $s = 2$ mm/rot./pièce ; *a*—sans charge, *b*—en charge.

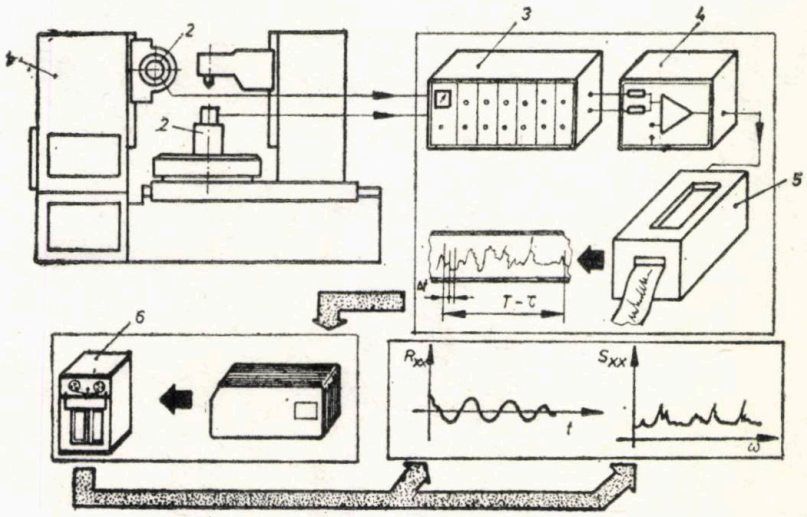
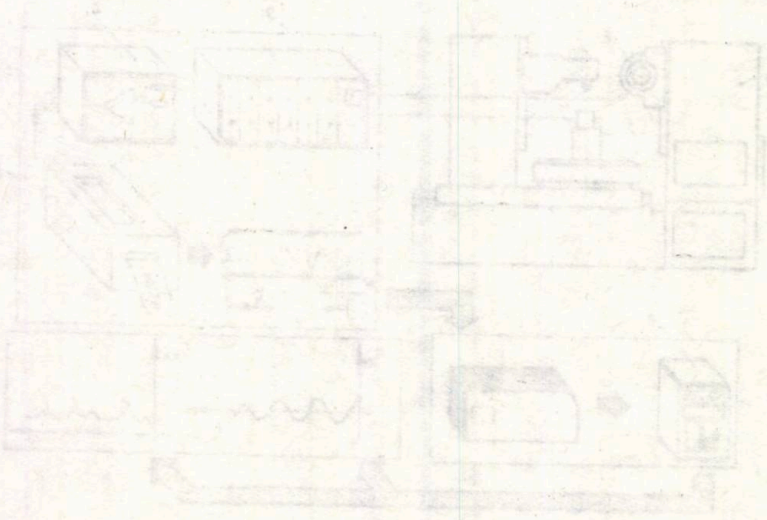


Fig. 3. — L'installation pour mesurer et analyser la précision cinématique : *1*—machine-outil ; *2*—capteur inertiel; *3*—amplificateur tensomètre N 2302 ; *4*—amplificateur diférentiel; 5—oscillographe N 117; *6*—calculateur électronique FC 256.



3. Recherches expérimentales. Pour la détermination de la structure de l'erreur cinématique, enregistrée à l'élément final d'une chaîne cinématique, il est nécessaire, conformément aux relations (4) et (5), d'effectuer des enregistrements de durée $T-\tau$. La durée de l'enregistrement a été calculée en respectant le théorème de Shannon concernant l'établissement de la période d'échantillonage. Dans cet article, ayant en vue les valeurs minima et maxima des pulsations qui se manifestent au moment donné dans la chaîne cinématique de roulage-division de la machine à fraiser les engrenages à fraise développante, la période d'échantillonage a été choisie de 0,004 s.

L'étude se propose de mettre en évidence des aspects importants de l'erreur cinématique :

a) l'erreur cinématique est une fonction complexe des composantes harmoniques ;

b) la dépendance de l'erreur cinématique de la charge de la machine-outil;

c) la dépendance de l'erreur de régulation de la chaîne cinématique.

Les recherches expérimentales ont été effectuées sur la machine à fraiser les engrenages à fraise développante, modèle FD 250, fabriquée à I.M. Cugir.

Pour essais expérimentaux avec la machine en charge, nous avons utilisé des demi-fabricats de OLC 45 STAS 880-80.

À l'usinage par enlèvement de copeaux d'une roue dentée cylindrique avec $z=47$ dents, la coupe a eu lieu dans contre-avance ; on a travaillé seulement avec l'avance axial d'outil, la surépaisseur d'usinage étant éloignée à deux passages. On a choisi cette voie secondaire parce que le finissage, à qui on a mesuré l'erreur et l'irrégularité de mouvement, a lieu aux sections de petites coupaux, avec un faible avance et une grande vitesse de coupe. Au moment de l'expérience on a modifié le nombre de tours à l'axe de l'outil de 60 à 350 tr/mn., l'avance axiale de la fraise-mère développante ayant des valeurs entre 0,71...4 mm/tr. pièce.

Les pulsations relatives, qui se manifestent dans la chaîne cinématique de la machine à fraiser FD 250, à l'usinage d'une roue dentée avec $z=47$ dents, sont calculées par le schéma cinématique et sont présentées en fig. 1.

Pour mesurer l'erreur cinématique et/or l'irrégularité du mouvement on a utilisé deux capteurs avec masse inertiale, montés sur les deux éléments finals de la chaîne cinématique (l'arbre port-fraise et l'arbre port-pièce). Le déplacement relative, masse-carcasse, est détecté par des traducteurs inductifs différentiels. On a obtenu les diagrammes comme ceux présentés dans la fig. 2.

La fig. 3 présente le schéma de principe de l'installation expérimentale avec : a) la part d'enregistrement des signals à deux capteurs, l'amplificateur tensomètre, l'amplificateur différentiel (de summation), l'enregistreur graphique (l'oscillographe à boucle N 117) et b) la part d'analyse, où le signal d'erreur cinématique est transformé dans un train d'impulsions par échantillonage manuel, après qui les grandeurs statistiques R_{xx} et S_{xx} sont calculées à l'aide d'un ordinateur FC 256.

4. Résultats expérimentaux. Après traitement en ordinateur (off-line) des enregistrements expérimentaux on a obtenu les diagrammes de la fonction de autocorrélation (fig. 4) et de la densité spectrale de puissance (fig. 5) qui mettent en évidence les résultats suivants :

a) la fonction erreur cinématique et/ou l'irrégularité du mouvement est composée par beaucoup de composantes harmoniques, avec des pulsations et amplitudes différentes. Le nombre des composantes de Fourier sont mises en évidence par la fonction densité spectrale de puissance (fig. 5) mais les amplitudes et les différences de phase sont reflectées par la forme de la fonction de autocovariance (fig. 4) ;

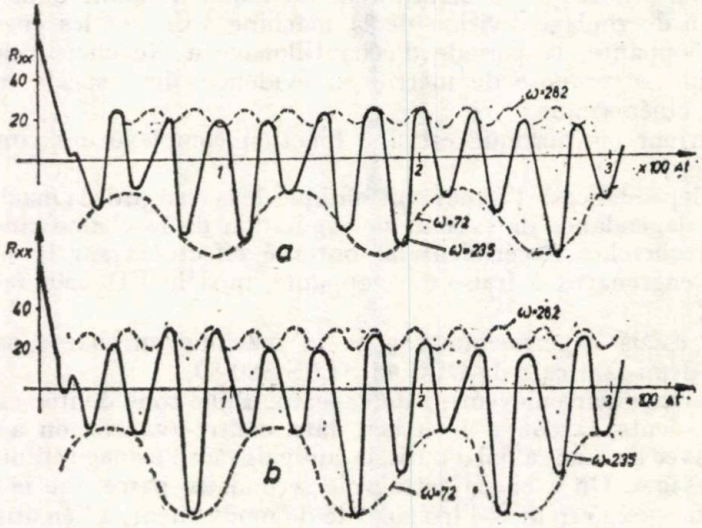


Fig. 4. — La fonction d'autocovariance pour l'erreur cinématique : $z=47$ dents, $n=130$ rot./mn., $s=2$ mm/rot. pièce ; a — sans charge, b — en charge.

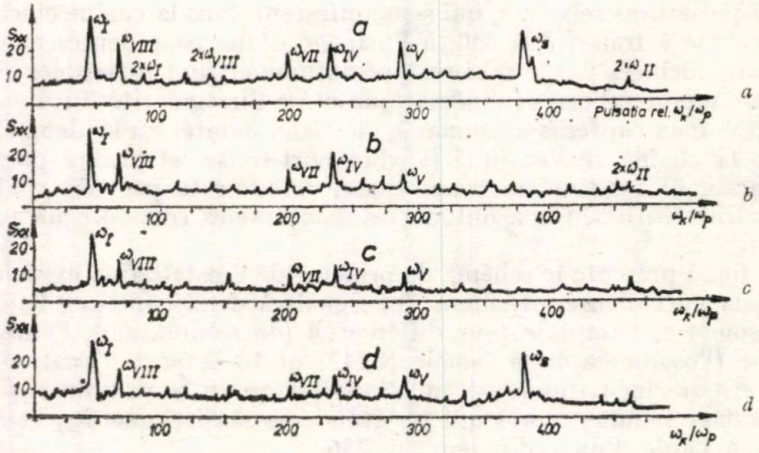


Fig. 5. La densité spectrale de l'erreur cinématique : a) $n=130$ rot./mn., $s=0{,}71$ mm/rot. pièce, en charge ; b) $n=130$ rot./mn., $s=0{,}71$ mm/rot. pièce, sans charge ; c) $n=60$ rot./mn., $s=0{,}71$ mm/rot. pièce, sans charge ; d) $n=60$ rot./mn., $s=0{,}71$ mm/rot. piéce, en charge.

b) toutes les composantes harmoniques différentes du spectre erreur ont la pulsation relative égale avec le nombre de tours des éléments cinématiques vis-à-vis de l'arbre porte-pièce (roue hélicoïdale),.

c) on trouve aussi dans le spectre des composantes avec des pulsations qui sont des multiples des pulsation principales, mais leur amplitude est aux moins trois fois plus petite. Les harmoniques doubles montrent que la fonction d'erreur des élémentes avec des défauts n'a pas un caractère pure sinusoïdal, à cause de la superposition de plusieurs erreurs individuelles au temps de la transmission du mouvement ;

d) les diagrammes de la fonction d'autocovariance mettent en évidence la présence dans le signal d'erreur des phénomènes cycliques avec différentes amplitudes et pulsations, qui se modifient à la variation de la vitesse et de l'avance axiale de l'outil et qui ont comme source „les points faibles" (au point de vue dynamique et cinématique) de la chaine cinématique. Ces phénomènes cycliques composent „la structure" principale d'erreur (par exemple, la pulsation ω qui est conforme aux arbres *II* or *III* de la chaîne cinématique) ;

e) les composantes cycliques, qui forment la structure de base du signal, proviennent de l'arbre, sur qui est assemblée la vis sans fin ou la dernière roue dentée de l'engrenage diviseur, et les engrenages coniques de la chaîne cinématique et de la subdivision du côté d'outil. Dans toutes les diagrammes de la fonction d'autocovariance, l'erreur cyclique des éléments assemblés sur l'arbre *II* forme la source pour une pulsation principale du signal d'erreur. Cela est vrai parce que l'engrenage cylindrique-conique a des erreurs de montage ;

f) l'analyse spectrale met en évidence que la chaîne cinématique est un faible système dynamique. On remarque „un bruit de fond" relativement grand, sur toute la gamme de fréquences. L'analyse démontre que dans le système élastique de la chaîne cinématique, à cause d'ammortissement et de la rigidité dynamique limitée, est modifiée l'amplitude des composantes de la variation des paramètres du processus de coupe (sans charge) ;

g) au temps de la coupe, l'image d'ensemble du signal d'erreur se modifie à cause de l'accroissement de l'amplitude des composantes et par l'apparition des autres (par exemple, les composantes liées par l'entrée dans la coupe des dents fraise-mère hélicoïdale, $\omega_s = 480$ au tours d'arbre porte-outil de 60 rot./mn. et $\omega_s = 1040$ à $n_s = 130$ rot./mn).

5. Conclusions. 1. L'analyse réclamant un grand volume de travail, le traitement des données experimentales a été fait avec l'ordinateur électronique, après un grand nombre d'essais expérimentaux.

2. Les résultats de l'analyse donnent une image complète sur les connexions de la chaîne cinématique de la machine-outil et offrent des informations détaillées sur les sources d'erreurs (amplitude, pulsation, position de la phase etc.).

3. Conformément à cette méthodologie, l'erreur cinématique représente la description mathématique de la dynamique du processus qui a lieu dans la chaîne cinématique. La description utilisant les fonctions de corrélation et les spectres de fréquence de la série d'impulsions , constitue une représen-

tation intrinsèque infinie dimensionelle, pour mettre en évidence la complexité des fonctions analysées et la liaison des erreures spécifiques des éléments cinématiques avec les caractéristiques dynamiques du système élastique de la machine-outil.

4. Il est nécessaire de déterminer l'imprécision du fonctionnement de la machine-outil en charge et sans charge, pour donner des informations détaillées sur la caractéristique de précision de la machine.

Reçue le 14 Décembre 1984

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire de Technologie de
la Construction des Machines

BIBLIOGRAPHIE

1. Opitz H., *Investigations on Hobbing Machines and Methods of Increasing their Production Accuracy*. Int. J. Mach. Tool Des. Res., 4, 472–500 (1964).
2. Yagishita H., *Dynamic Rotational Accuracy of a Middle Size Gear Hobbing Machine and the Gear Cutting Performance*. Bull. Jap. Soc. Precis. Eng., *1*, 7–13 (1981).
3. Vaida Al., Velicu S., *Studiul factorilor care influenţează precizia cinematică a lanţurilor de filetare*. Bul. Univ. Braşov, ser. A, **XII** (1971).
4. Levaşov A. V., *Bazele de calcul a preciziei lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte*. I.D.T., Buc., 1968.
5. Panait S., *Contribuţii la studiul şi experimentarea procedeelor pentru determinarea preciziei cinematice a maşinilor-unelte*. Teză de doctorat, Inst. polit. Iaşi, 1984.
6. Penescu C. şi colab., *Identificarea experimentală a proceselor automatizate*. Ed. tehn., Buc., 1974.

NOI METODE DE ANALIZĂ A PRECIZIEI CINEMATICE

(Rezumat)

Pe baza unor cercetări teoretice şi experimentale, se stabilesc factorii care influenţează precizia cinematică a maşinilor-unelte. Metodologia are în vedere prelucrarea statistică a semnalului abatere cinematică, pentru determinarea corectă a tururor conexiunilor din lanţul cinematic de rulare-divizare a maşinii de frezat roţi dinţate cu freza melc.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621. 787

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET CONSIDÉRATIONS SUR L'EFFICIENCE DU RECUIT DE STABILISATION PAR VIBRATION DES PIÈCES ET SOUSENSEMBLES SOUDÉS, COMPARATIF AU RECUIT DE STABILISATION THERMIQUE

PAR

RADU DĂNILĂ, OVIDIU CALANCIA, ADRIAN DIMA et DORINA LUCHIAN

1. Introduction. Pour réduire les tensions internes qui apparaissent dans les pièces ou sousensembles comme suite de leur usinage par divers procédés technologiques on utilise des méthodes variées, mais le recuit de stabilisation par la méthode thermique est la plus connue et utilisée. Un procédé relativement neuf et de perspective, qui assure le recuit de stabilisation rapide et à un niveau élevé, c'est le recuit de stabilisation par vibration.

Si dans la méthode classique l'énergie nécessaire du recuit de stabilisation c'est l'énergie thermique, introduite dans les pièces sous forme de chaleur, dans le cas de la réduction des tensions par la méthode de vibration, l'énergie est introduite sous forme de vibrations mécaniques.

En vue de la réalisation dans notre pays de certaines installations de recuit de stabilisation par vibration et de l'extension de la méthode, on a effectué un étude sur l'efficience du recuit de stabilisation par vibration des pièces et sousensembles soudés. Pour établir le degré de recuit de stabilisation par vibration comparatif à la méthode classique de recuit de stabilisation par voie thermique, on a effectué expérimentalement des recuits de stabilisation sur une série de types d'aciers : OL 37.3K STAS 500/2-80, 7TiNiCr 180 et 8TiMoNiCr 170 STAS 3583-64, en utilisant des éprouvettes types Naimov (fig. 1).

2. Partie expérimentale. Pour chaque type d'acier mentionné on a utilisé un lot d'éprouvettes modèle Naimov (10 pièces pour chaque essai) ayant les dimensions suivantes : $D=65$ mm ; $d=55$ mm ; $b=10$ mm ; $h=5$ mm.

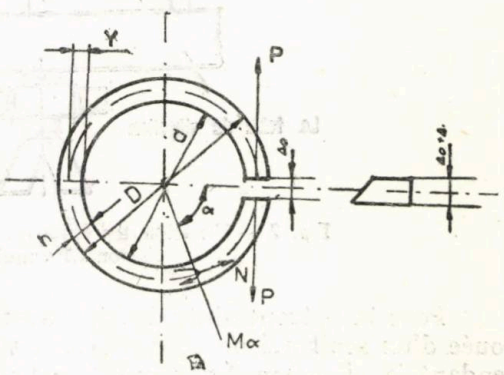


Fig. 1. — Éprouvette Naimov.

À l'aide de certaines clavettes calibrées, les éprouvettes souffrent une précontrainte avec une tension σ_t, pour laquelle on choisi des valeurs comparable à celles des tensions internes introduites dans les pièces par soudure, valeurs inférieures à la tension critique de glissement σ_c des matériaux utilisés. Conformément aux relations de calcul analytique du degré de recuit de stabilisation thermique et avec la tension σ_t établie on peut calculer les valeurs dimensionnelles pour les clavettes, $\Delta_p = \Delta_t + \Delta_0$.

Les expériments pour le recuit de stabilisation thermique ont été effectués sur des outillages de la halle des traitements thermiques de la Faculté de Mécanique de l'Institut Polytechnique de Jassy, en utilisant le régime de travail suivant :

a) chauffage lent (80°C/h) aux températures de 300°C, 350°C, 400°C, 450°C, 500°C, 550°C, 600°C et 650°C ;

b) maintien à ces températures pendant 25 minutes (1 h/25 mm de l'épaisseur maxime de la pièce) ;

c) refroidissement lent en même temps avec le four jusqu'à 200°C, après qu'on a continué en air libre.

Après le refroidissement, on mesure les dimensions de la fente Δ_d et on calcule les tensions remanentes σ_r pour chaque éprouvette du lot, en déterminant une valeur moyenne sur lot, σ_{rm}.

Finalement, on établit le degré du recuit de stabilisation G_r de chaque lot d'éprouvettes, à chaque détermination en utilisant la relation

$$G_r = \frac{\sigma_t - \sigma_{rm}}{\sigma_t} 100\ \%.$$

Les expériments de recuit de stabilisation par vibration ont été effectués dans le Combinat de fils synthétiques de Jassy sur une installation de stabilisation dimensionelle et de recuit de stabilisation „Formula 62" made in U.S.A., la vibration des éprouvettes étant réalisée sur la table de vibration après leur rigidisation (fig. 2), pendant 15 min.

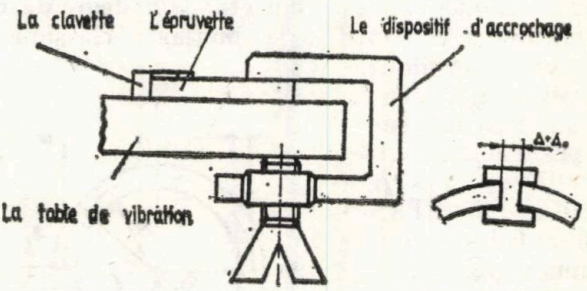


Fig. 2 — Fixation de l'éprouvette sur la table de l'installation „Formula 62".

Pour la précontrainte des éprouvettes on utilise une clavette calibrée douée d'un seuil qui ne permet pas la sortie de la clavette de l'éprouvette pendant la vibration. Les résultats obtenus expérimentalement par les deux méthodes de recuit de stabilisation sont présentés dans les Tableaux 1 et 2.

Les notations des tableaux sont les suivantes : T—température de recuit de stabilisation thermique, °C ; Δ_0—ouverture initiale de la fente de l'éprouvette, mm ; σ_t—tension introduite, daN/mm² ; Δ_t—dimension de la fente correspondante à la tension introduite, mm ; Δ_d—dimension de la fente obtenue après le recuit de stabilisation, mm ; Δ_e—dimension de revenu élastique de l'éprouvette, mm ; σ_r—valeur de la tension rémanente, daN/m² ; σ_c—tension critique de glissement, daN/mm².

Tableau 1

Recuits de stabilisation par la méthode thermique

No.	T °C	Δ_0 mm	σ_t daN/mm²	Δ_t mm	Δ_{d_m} mm	$\Delta_{t_{med}}$ mm	σ_{r_m} daN/mm²	G_T %
		Acier OL37.3K STAS 500/2-80 σ_c=21 daN/mm²						
1	300	1,00	20	1,56	1,19	1,37	17,6	12,0
2	350	1,00	20	1,56	1,34	1,22	15,6	22,0
3	400	1,00	20	1,56	1,57	0,99	12,7	36,5
4	450	1,00	20	1,56	1,75	0,81	10,4	48,0
5	500	1,00	20	1,56	2,00	0,56	7,2	64,0
6	550	1,00	20	1,56	2,18	0,38	4,9	75,5
7	600	1,00	20	1,56	2,28	0,28	3,6	82,0
8	650	1,00	20	1,56	2,34	0,22	2,82	85,9
		Acier 7 TiNiCr 180 STAS 3583-64 σ_c=20 daN/mm²						
1	300	1,10	18	1,42	1,23	1,29	16,5	8,3
2	350	1,10	18	1,42	1,35	1,13	14,6	18,9
3	400	1,10	18	1,42	1,53	0,99	12,7	29,4
4	450	1,10	18	1,42	1,67	0,85	10,9	39,4
5	500	1,10	18	1,42	1,86	0,66	8,5	52,8
6	550	1,10	18	1,42	1,95	0,87	7,3	59,4
7	600	1,10	18	1,42	2,03	0,49	6,3	65,0
8	650	1,10	18	1,42	2,08	0,44	5,7	68,3
		Acier 8 TiMoNiCr 170 STAS 3583-64 σ_c=20 daN/mm²						
1	300	1,10	20	1,58	1,25	1,43	18,4	8,0
2	350	1,10	20	1,58	1,37	1,31	16,9	15,5
3	400	1,10	20	1,58	1,53	1,15	14,8	26,0
4	450	1,10	20	1,58	1,74	0,94	12,1	39,5
5	500	1,10	20	1,58	1,92	0,76	9,7	51,5
6	550	1,10	20	1,58	2,05	0,63	8,1	59,5
7	600	1,10	20	1,58	2,15	0,53	6,8	66,0
8	650	1,10	20	1,50	2,20	0,48	6,1	69,5

3. Conclusions. 1. Au recuit de stabilisation thermique le degré le plus élevé de recuit de stabilisation a été réalisé sur le lot d'éprouvettes de OL 37 3K à la température de 650°C, G_T=85,9%.

2. On constate que le recuit de stabilisation thermique des produits en acier peut être réalisé à partir de 450°C, l'élimination presque complète

des tensions se réalisant à 600°C...700°C. Le degré de réduction des tensions internes dépend de leur valeur initiale et de la température. Au recuit de stabilisation par vibration on trouve que la tension rémanente obtenue dans toutes les éprouvettes (quelque soit le matériel) n'a pas été moindre que 50% de la tension initiale.

Tableau 2

Recuits de stabilisation par la méthode de la vibration

No	Δ_0 mm	σ_i daN/mm^2	Δ_f mm	Δ_{dm} mm	Δ_{em} mm	σ_{rm} daN/mm^2	G_T %	Régime du travail
Type d'acier OL 37.3K STAS 500/2-80 σ_c=21 daN/mm^2								
1	1,00	20	1,47	1,67	0,80	12,21	39,0	automatique
2	1,00	20	1,47	1,33	0,94	12,75	36,2	à la main
Type d'acier 7 TiNiCr 180 STAS 3583-64 σ_c=20 daN/mm^2								
1	1,10	18	1,32	1,72	0,70	9,49	47,2	automatique
2	1,10	18	1,32	1,68	0,74	10,00	44,5	à la main
Type d'acier 8 TiM$_0$NiCr 170 STAS 3583-64 σ_c=22 daN/mm^2								
1	1,10	20	1,47	1,77	0,80	10,85	45,8	automatique
2	1,10	20	1,47	1,75	0,82	11,20	44,0	à la main

3. Pour OL 37.3K, on réalise par vibration un degré de recuit de stabilisation comparable à celui réalisé par voie thermique à la température de 450°C, pendant que pour 7 TiNiCr 180 et 8 TiMoNiCr 170, on s'approche des valeurs obtenues près de 500°C.

4. Tenant compte du fait que la valeur jusqu'à laquelle on doit baisser les tensions internes après l'application du recuit de stabilisation dépend de la forme et des dimensions des produits aussi que de leur destination conformément aux opérations d'usinage ultérieure ou aux sollicitations dans l'exploitation, il résulte que le recuit de stabilisation par vibration peut être appliqué avec succès.

5. En faveur de l'utilisation de cette méthode dans l'industrie plaide une série d'avantages : consommation réduite d'énergie ; prix coûtant relativement baisse de l'opération du recuit de stabilisation ; possibilité de recuit de stabilisation des sousensembles avec gabarit et masse élevés ; temps réduit de recuit de stabilisation, etc.

6. Ayant en vue le fait qu'on peut réaliser une augmentation de la productivité du travail, une réduction des frais de production et de la consommation d'énergie, le recuit de stabilisation par vibration s'impose pour être utilisé dans la production industrielle.

Reçue le 8 Décembre 1984

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire de Technologie de la
Construction des Machines

BIBLIOGRAPHIE

1. Hopulele I. şi colab., *Studiu privind analiza şi optimizarea procesului tehnologic de tratament termic de detensionare*. În „Transformarea cantităţii într-o nouă calitate", Botoşani, oct. 1979.
2. Hopulele I., *Contribuţii la îmbunătăţirea ciclurilor de tratament termic al sudurilor unor oţeluri aliate*. Teză de doctorat, Inst. polit. Iaşi, 1972.
3. Carţiş I., *Tratamente termice*. Ed. „Facla", Timişoara, 1982.
4. Dulămiţă I., *Tratamente termice şi termoclinice*. Ed. did. şi ped., Buc., 1982.
5. Geru N., *Teoria structurală şi proprietăţile metalelor*. Ed. did. şi ped., Buc., 1980.

REZULTATE EXPERIMENTALE ŞI CONSIDERAŢII PRIVIND EFICIENŢA DETENSIONĂRII PRIN VIBRARE A PIESELOR ŞI SUBANSAMBLELOR SUDATE, COMPARATIV CU DETENSIONAREA TERMICĂ

(Rezumat)

Se studiază eficienţa detensionării prin vibrare a pieselor şi subansamblelor sudate, comparativ cu detensionarea termică. În acest scop au fost efectuate, experimental, detensionări pe loturi de epruvete confecţionate din următoarele mărci de oţeluri : OL 37. 3K STAS 500/2-80 7 Ti Ni Cr 180 şi 8 Ti MoNiCr 170 STAS 3583-64. Epruvetele, tip inele Naimov, au fost pretensionate cu o tensiune σ_i, pentru care s-au ales valori comparabile cu cele ale tensiunilor interne introduse în piese prin sudare, mai mică decît tensiunea critică de alunecare σ_c, a materialelor utilizate. Încercările de detensionare prin vibrare s-au efectuat la C.F.S. Iaşi pe o instalaţie americană de detensionare tip „Formula 62", gradul de detensionare G_T apropiindu-se de 50% (în funcţie de materialul încercat).

Reducerea tensiunilor interne, după determinare, din piesele şi subansamblele sudate se face pînă la valori care depind de forma şi dimensiunile produselor, de destinaţia acestora. Avînd în vedere aceste aspecte rezultă că detensionarea prin vibrare poate fi aplicată cu succes, datorită consumului mic de energie, timpului redus de realizare, posibilităţii detensionării subansamblelor cu gabarit şi masă mare ş.a.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.C. 669.14 ; 542.6

GENERATORS OF DROPS FOR THERMOCHEMISTRY TREATMENTS IN GASEOUS MEDIUM OF CEMENTING STEELS

BY

OVIDIU CALANCIA, RADU DĂNILĂ, LEONACHE DRĂGOI, DORINA LUCHIAN and ADRIAN VUSATIUC

The work discusses some constructive variants of drops generators destined for thermochemistry treatments in gaseous medium, through pyrolisis of the following substances : simple liquids (petroleum products), solutions and colloids (emulsions or suspensions).

Fig. 1 shows the principle of drops generators. Such generators can be used in the following treatments : carburizing in petroleum products; carbonitriding în a Carbomaag solution ; sulfuring în solution by S in C_2H_5-OH.

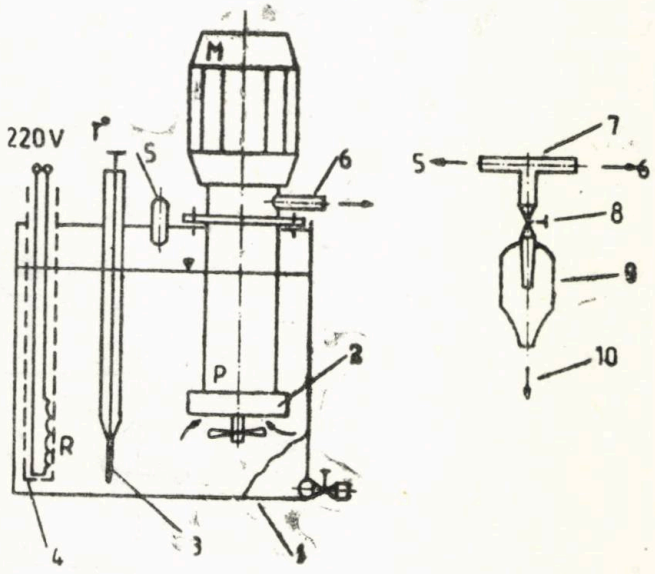


Fig. 1. — Generator destined for simple liquids, solutions or colloids with small concentrations: *1*—thermostatical tank with discharge valve ; *2*—motor-pump for mixture and uniformising the temperature ; *3*—contact thermometer with Hg; *4*—resistance ; *5*—filling up cover ; *6*—pressing pipe ; *7*—tee pipe ; *8*—control valve of the number of drops ; *9*—dropper ; *10*—towards depth furnace for treatments.

A generator which can be used in similar purpose that the preceding, but for solutions and colloids, is represented in Fig. 2. It assures carbonitriding in emulsion by urea — CON_2H_4 — in methil alcohol (solution), with

petroleum products ; sulphuring in suspensions by S (colloidal) in petroleum products, etc.

Another drops generator for solutions and colloids, is provided with the possibility to grind permanent decantation by using a ball displacement by a blade (Fig. 3). Such a generator allows to use the complex suspension for

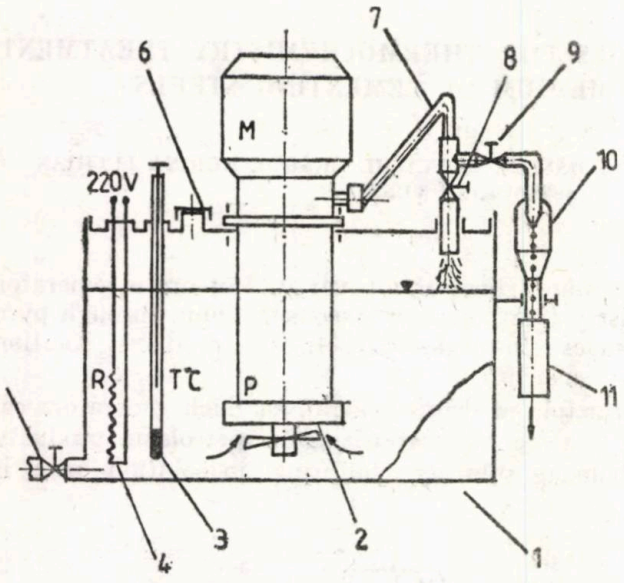


Fig. 2 — Generator for solutions and colloids: *1*—thermostatical tank; *2*—motorpump; *3*—thermometer; *4*—resistance; *5*—discharge valve; *6*—filling up cover; *7*—pressing pipe; *8*—valve with lapping stopper for raw control; *9*—valve for fine control of the discharge by colloids drops; *10* — dropper; *11* — towards depth furnace.

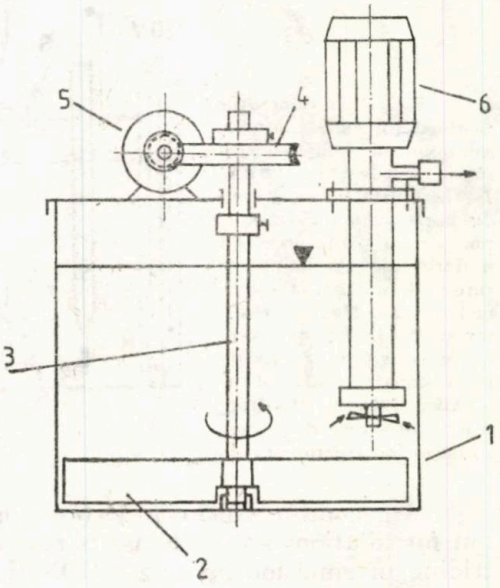


Fig. 3 — Generator for solutions and colloids: *1*—tank; *2*—grinding blade; *3* — driven shaft; *4* — wormgearing; *5* — electrical engine; *6* — motorpump coupling with droping system.

thermochemistry treatments as sulphocarbonitriding in suspensions by S (colloidal) and urea into petroleum products etc.

The universal generator of drops from Fig. 4 is provided with a flexible oscillating pipe, for mixing the fluids. The length of the pipe *6* must be chosen

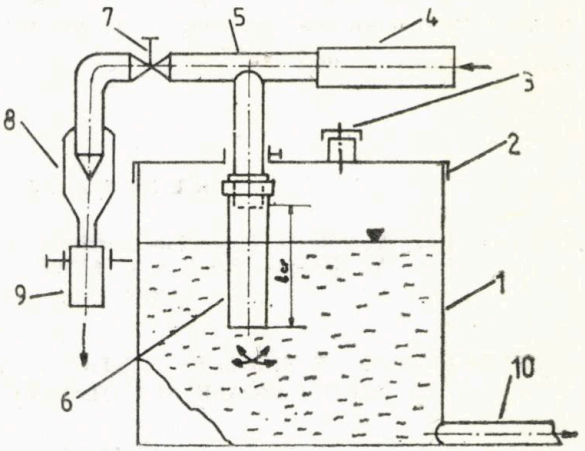


Fig. 4 — Universal generator of drops: *1* — tank; *2* — cover; *3* — filling up cover; *4* — pressing pipe from to the motorpump; *5* — pipe; *6* — flexible oscillating pipe by a rubber or a plastics mass; *7* — valve for the control of the discharge by drops *8* — dropper; *9* — towards depth furnace; *10* — return to motorpump.

suitable such as to obtain resonance when it enters in spontaneous oscillation and then mixing the fluid. This value is called „critical length" and is expressed by

$$l_{cr} = k \sqrt{\frac{G}{p}},$$

where: k — experimental constant; G — weight of mobile part (the pipe and fluid); p — fluid pressure at entrance in pipe. The values of k is between 1.1...1.4, according to the type of the used fluid (viscosity).

After the experimental testing of generators, we summarize the conclusions in Table 1.

Table 1

Generator in Fig. nr.	For			Utilization	
	solutions	emulsions	suspensions	continuous	discontinuous
1	yes	small concentration	small concentration	yes	not
2	yes	yes	mean concentration	yes	not
3	yes	yes	yes	yes	yes
4	yes	yes	mean concentration	yes	not

A „continuous" utilization requires emptying the tank because of the colloids decantation and hardening of the decantate after stoping the fluid circulation. Only the generator in Fig. 3 who is grinding decantate can work discontinuously without emptying the tank.

From constructive point of view, the drops generators are very easy to manufacture and can be used for a very wide range of treatments.

Received December 10, 1984

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Metal Technology

REFERENCES

1. Vusatiuc A., Thesis, Polytechnic Institute of Jassy, 1980.
2. Vusatiuc A., Patents R.S.R.: *70.543*/1977 and *79.239*/1981.

GENERATOARE DE PICĂTURI PENTRU TRATAMENTELE TERMOCHIMICE ÎN MEDII GAZOASE ALE OȚELURILOR DE CEMENTARE

(Rezumat)

Se analizează cîteva variante constructive de generatoare de picături destinate tratamentelor termochimice în medii gazoase, prin piroliza următoarelor substanțe : lichide simple (produse petroliere), soluții și coloizi (emulsii, suspensii).

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

D.C. 66.045

HEAT PIPE BATTERIES FOR WASTE GAS HEAT RECOVERY

BY

I. CURIEVICI, AURELIAN SIMIONESCU, MIRCEA URSESCU, CRISTINA CAPATU and AUREL ANDREESCU

1. Introduction .In the present time the heat pipe becomes a device often used in different industrial fields. One of the most promising heat pipe applications in terrestrial scopes is in building up gas-gas heat recovery units in order to recuperate heat from the waste warm air of conditioning systems or from hot waste gases resulting by the steam generators or in other industrial processes, and to use this heat to heat the fresh air for heating or for burning processes.

This kind of units accomplish two important tasks :

i) They retain a great quantity of the heat from the hot rejected gases, improving the efficiency of the whole installation.

ii) Diminish the air polution degree by improving the working conditions of the cleaning devices; less the temperature is, better the cleaning efficiency is.

This recovery unit, we called „Heat pipe battery" consists of a bank of finned heat pipes mounted in an adequate metalic housing, the arrangement of heat pipes in the bank can be „in line" or „staggered".

The metalic housing is divided by means of one or two walls in two completely separated zones, one of them serving as a duct for the hot gas stream and another as a duct for the cold gas stream.

The heat pipe batteries present the following advantages as compared to conventional type heat exchangers :

i) There are no moving parts. Each heat pipe of heat pipe battery is independently self-operated.

ii) Long time working, indefinitely. Since the heat pipe batteries have no moving parts and each heat pipe is independently operated it is not necessary the plant to be stopped in case of breakdown. Each heat pipe, individually or together in modules can be substitute.

2. Heat Pipe Heat Exchangers (Batteries). Previous Works. The up to date studies on the heat pipe batteries were published by Q-dot Corporation [1], [2], Dynatherm Corporation [3], The University of New-Mexico Albuquerque [4] (USA) ; Clyma, Happel-Gea, Spiro-Gills, Syrec, Wim [5], (France) ; The „A. V. Luikov" Heat and Mass Transfer Institute [6], Tallin Polytechnic Institute [7], (USSR).

From the literature results two general classes of applications for the recovered thermal energy : a) using recovered energy from process exhaust

to regenerate the process ; b) using recovered energy from process exhaust to heat comfort make-up air during the winter months (ventilation system).

As described in these papers the preliminary design studies were realized in order to identify the important design parameters which can be varied to optimize overall performance.

3. Heat Pipes Batteries at the Center of Technical Physics Jassy. It has been made in our Heat Transfer Laboratory in the last years many experimental investigations concerning the heat pipes heat exchangers (batteries).

The investigations were performed on two different heat pipe batteries designed and constructed by us. Initially it were developed and tested two kind of heat pipes, each of them made of OD 30 mm, wall thickness 2.5 mm coppertubing, but different in wick structure and operating mode.

The first heat pipe type is inside wall lined with seven layers of 250 mesh stainless steel, and distilled water is used as working fluid. The optimum working fluid amount in each heat pipe has been found to be 65 cm^3. The second heat pipe type is a condenser gravity assisted one, without inside wick structure, the condenser being tilted above horizontal with a 10 degrees slope. Acetone is used as working fluid in an optimum amount of 90 cm^3.

The heat pipe filling operation was performed under high vacuum of 10^{-5} torr. In order to build up the heat pipe batteries, the 1 000 mm long heat pipes were externally finned with 70 ×70 mm square copperfins of 0.5 mm thickness spaced 5 mm. There were 162 fins in all for each heat pipe.

In the metalic battery housing the heat pipes were mounted staggered in four rows on the gas stream flow direction spaced 76 mm, and six rows on the height spaced 76 mm too.

Each of heat pipe batteries has 24 heat pipes. In Fig. 1 is presented the horizontal wick structure heat pipe battery [8] at which the liquid returning from the condenser zone to the evaporator zone is accomplished by means of wick structure capillary forces.

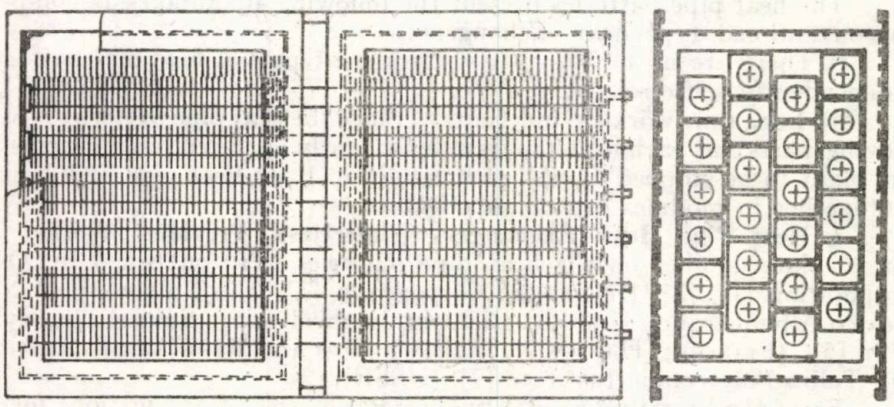


Fig. 1— General assembly of the wick structure heat pipe battery.

The condenser gravity assisted heat pipe battery [9], is depicted in Fig. 2. It is easily shown that the liquid working fluid is returned from the condenser zone to the evaporator zone by the gravity forces. The whole heat

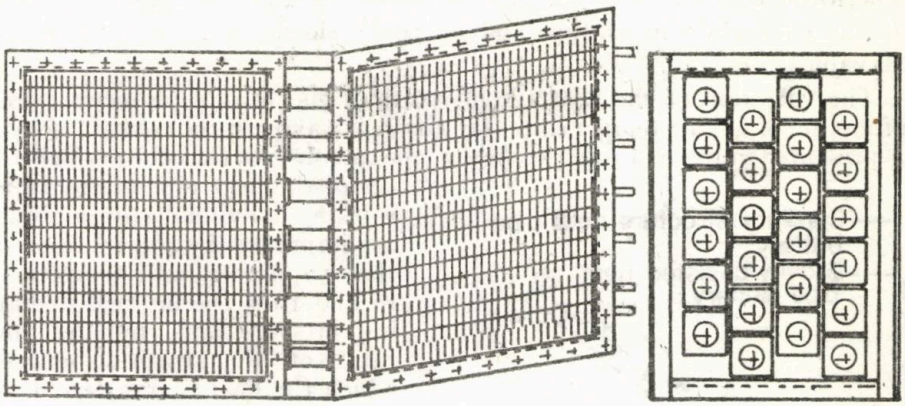


Fig. 2 – General assembly of the condenser gravity assisted heat pipe battery.

pipe battery was divided by means of sealed walls in two separated zones, one of them serving as a duct for the hot gas stream and another as a duct for the cold gas stream.

To testify the thermal and flow performances of the above mentioned heat pipe batteries it was build up an experimental stand with the corresponding hot and cold gas stream duct as is presented in Fig. 3.

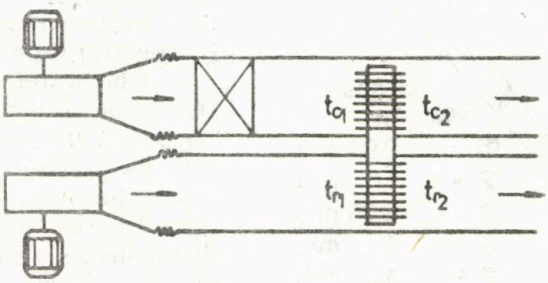


Fig. 3 – Schematic of the experimental set-up.

The experiments were conducted with co-current flow of the two gas streams. The experimental stand was adequately instrumented to measure the temperatures, flow rates and pressure drops of the gas streams. During the tests there were constant maintained the dimensional features of the batteries (heat pipes number and arrangement, fin arrangement and dimensions, constructive matter) and the flow pattern of the gas streams.

The effects of temperature and velocity changes of the two gas streams on overall performances of heat pipe batteries are discussed in the next section.

4. Results and Discussions. The effects of various parameters, characterizing the two gas streams, on the thermal performances of the heat pipe batteries were evaluated experimentally. Each set of measurements was performed at variable hot gas temperatures and cold gas velocities, while the cold gas temperature and hot gas velocity were maintained at fixed values.

The variation of the heat transfer rate of the heat pipe recuperators as a function of hot air temperature, for different values of the cold air velocity, is presented in Fig. 4. From this figure, one can observe that the performances of the heat pipe of any type, working individually or in group, are improved by the increase of the evaporator wall temperature and then the internal operating pressure and, by the flow rates of the streams between which the heat is transferred.

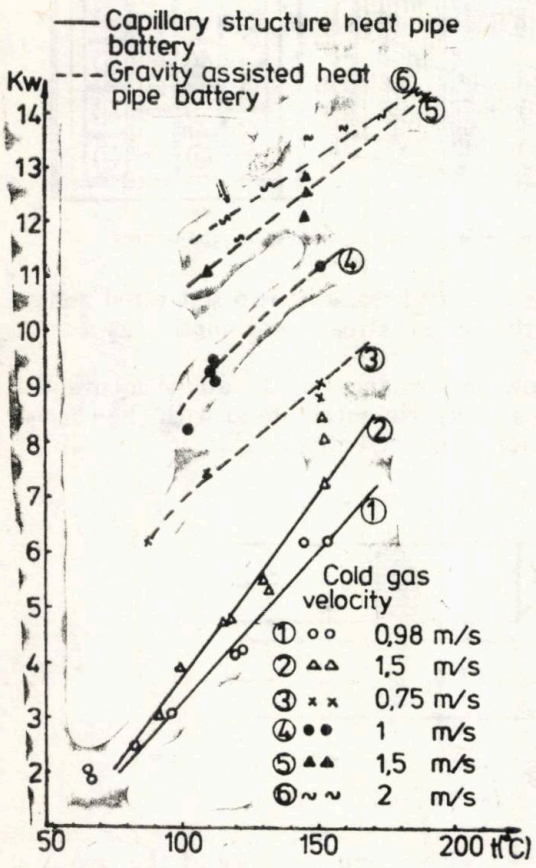


Fig. 4 — Evolution of the heat pipe battery heat transfer rate vs. hot stream temperature.

The linear variation, observed on the graph, is characterized by a slope of higher value, for the wicked heat pipe battery (full lines), in comparison with dotted lines, of the condenser gravity assisted heat pipe battery. This trend may supply informations about the working fluid to be choosed, in dependence of the temperature range in which the recuperator is operating.

The water is adequate for the range of temperatures greater than 120°C, while the acetone satisfies particularly the domain below this value.

In the same figure, one distinguishes also the influence of the cold gas velocity on the heat transfer capacity of the heat exchangers investigated. Excepting the fact, already mentioned, that the gas flow rate increase, generally enhances heat transfer, one observe however a gradual diminution of this effect in the range of greater value of cold air velocities.

This trend is more obvious in Fig. 5 in which, the thermal power of the batteries (plotted through lines of the same character as in Fig. 4), is grafically presented as a function of the cold stream velocity at different

temperature levels of the hot gas. Of the diagram, one observes for both sets of functional curves, more pronunced in the case of metalic sieve wick heat pipe battery, that the rate of increase of heat transfer with the cold gas velocity tends to fall off at higher values of the last ; as the velocity of the cold gas exceeds a given value, the thermal power of the heat exchangers tends asymptotically towards a constant value. This gas velocity, beyond which any increase has no effect on the thermal performances of the batteries, results as a characteristic value for each type of heat pipe recuperator and appears to a certain extent, to be dependent of the evaporator wall temperature. As can be seen from Fig. 5, corresponding to a temperature range of hot stream of 100...150°C, in the case of sieve wick heat pipe battery, the critical value of velocity is 1.2...1.3 m/s whereas for the wickless one, this value augments to 2...2.1 m/s. On the diagrams so far presented, one can see that for a given set of operating conditions, the measured thermal powers of both sieve wick and gravitational condenser heat pipe exchangers are very different in magnitude ; it may be easily seen that the performance of the gravitational condenser heat pipe battery is far greater than that of the sieve wick one.

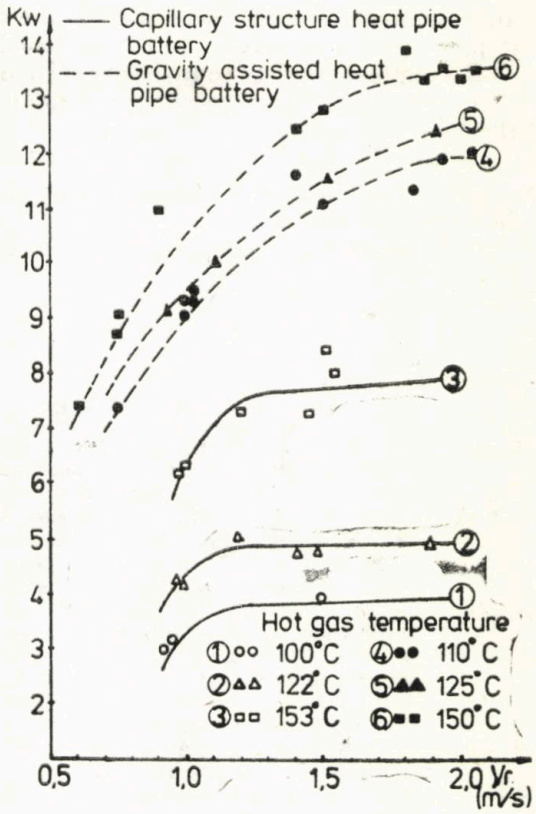


Fig. 5— Evolution of the heat pipe battery heat transfer rate vs. cold stream velocity.

This differentiation occurs as a consequence of the appropriate constructive and functional character of the component heat pipes of the two heat exchangers, character that, in the case of the gravitational condenser recuperator, determines, on the one hand, small radial thermal resistances in the evaporator and condenser sections and, on the other hand, a high heat flow rate in axial direction, owing to an increased and continuous apport of working fluid in the evaporator section, where the generated vapor mass flow ceases to be a limited value of the porous capillary structure properties.

The measurements effectued indicate that operating at a hot stream temperature of 147°C, the gravitational condenser heat pipe battery is able to transfer about 14 kW or, a mean thermal power density, in axial direction,

of 110 W/cm², respectively, to heat 1303 m³/h cold air, from 11.6 °C to 46.2 °C; the recovery capacity of the installation is 51% ; one has to mention, in addition, the possibilities of construction of greater simplicity, in comparison with other known equipments of the same type. Also, due to the absence of the capillary structure, a scarce and expensive material, as well as the smaller quantity of work, necessary to the manufacturing of the component heat pipes, the cost price is substantially diminished.

5. Conclusions. The comparison of the results obtained from the measurements performed in the present investigation about heat transfer capacities of the heat pipe exchangers tested (the capillary structure and the wickless battery) leads to the conclusion that in the hot stream temperature range of 65...150°C, the inclined condenser wickless heat pipe battery provides a higher thermal power.

This trend may be explained by the absence of the capillary structure.

Received December 3, 1984

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Metal Technology
and
Center of Technical Physics, Jassy

REFERENCES

1. Ruhe M. A. Grover G. M., *Heat Pipe Thermal Recovery Unit Applications.* Proc. 2-nd International Heat Pipe Conference, Bologna, Italy, 1976, pp. 439—449.
2. Dunn P., Reay D. A., *Heat Pipes.* Pergamon Press, Oxford, 1976.
3. * * * *Heat Pipe Technology. A Bibliography with Abstracts.* Technology Applications Center, The University of New-Mexico Albuquerque, HP 76 20047, December 1976.
4. Feldman K. T., Lu D. C., *Preliminary Design Study of Heat Pipe Heat Exchangers.* Proc 2-nd International Heat Pipe Conference, Bologna, Italy, 1976, pp. 451—461.
5. Lefebvre J., *Récupération des chaleurs perdues pour le chauffage des bureaux et ateliers.* Institut Français des Combustibles et de l'Énergie, Paris, 1976, pp. 55—60.
6. Vasiliev L. L., Grakovick L. P., Abramenko A. N., Rasin O. G., Vityaz P. A., Litvinetz M. A., Kiselev V. G., *Study of Heat and Mass Transfer in Heat Pipe-Based Exchangers.* Proc. 2-nd International Heat Pipe Conference, Bologna, Italy, 1976, pp. 463—472.
7. Гаврилов А.Ф., Отс А.А., Пиркер Т.А., Филимонов А.И., Рандманн Р. Э., Семенов А.Н., Меелак Н.О., Касеметса И.И., *Комбинированный воздухоподогреватель на пылесланцевом котле.* Теплоэнергетика, 1, 25—28 (1974)
8. Curievici I., Simionescu A., Ursescu M., Capatu Cr., Andreescu A., *Recuperator de căldură cu tuburi termice.* Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini, Inst. polit. Iași, secția Termotehnică și instalații, p. I, 1978, pp. 225—230.
9. Curievici I. Simionescu A., Capatu Cr., Ursescu M., Andreescu A., *Baterie de tuburi termice cu condensator gravitațional,* Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini, Inst. polit. Iași, secția Termotehnică și instalații, p. I, 1978, pp. 205—208.

BATERIE DE TUBURI TERMICE PENTRU RECUPERAREA CĂLDURII DIN GAZELE ARSE

(Rezumat)

Se prezintă cercetările experimentale pentru recuperarea căldurii din gazele arse cu ajutorul tuburilor termice. Sînt înfățișate două tipuri de baterii cu tuburi termice și anume : o baterie la care tuburile termice au structură poroasă metalică și o a doua baterie avînd condensator gravitațional. Datele experimentale sînt prezentate sub formă de diagrame.

Rezultatele cercetărilor arată că bateria cu condensator gravitațional este superioară celei cu structură poroasă. S-au încălzit 1 303 m³/h aer rece de la 11°C la 46°C cu ajutorul gazelor calde avînd 147°C.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

Y.D.K. 681.092 ; 62143.013

ИЗМЕРЕНИЕ МГНОВЕННОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА СТЕНДАХ

КОНДРАТ-АДРИАН ХОМУТЕСКУ

1. Введение. Исследовательские работы по улучшению показателей двигателей внутреннего сгорания требуют совершенствования методов испытания и следовательно и измерительных устройств, между которыми большое значение имеет измерение расхода топлива и соотвествующая аппаратура.

Обычно, на стендовых исследованиях двигателей внутреннего сгорания применяются объёмные или весовые устройства измеряющие суммарный расход топлива на определённом участке времени. Знакомы различные виды таких аппаратов, характеризуемые большим (по нашему мнению) временем одного измерения (более 30 секунд [5]). Эта характеристика расходоизмеряющих аппаратов требует употребления относительно большого количества топлива дял полного испытания двигателей на различнх работающих режимах и, одновременно, делает эти расходомеры непригодными для зкспериментальных исследований па изучению переходных процессов в двигателях, а также, для определения стабильности их работы.

Для уменьшения расхода топлива при зкспериментальных исследованиях двигателей и для изучения их переходных процессов необходимо осуществлять измерение мгновенного расхода топлива. Известны некоторые попытки создать такие измерительные аппараты. На пример, в [1] предлогается аппарат ислользующий струйный метод измерения, основанный на взаимодействии потока жидкости сформированного соплом в струю с жесткой перегородкой.

В работе расмотрены некоторые вопросы создания аппаратов для измерения мгновенного расхода топлива двигателей внутреннего сгорания при стендовых испытаниях, предлогаемые автором [2] ... [4].

2. Метод и аппараты длл измерения мгновенного расхода топлива. Для измерения мгновенного расхода топлива предлогается преобразование этой механической величины в злектрическуй величну и переработка злектрическои величины так что в конечном итоге можно будет прямо читать результат измерения на индикаторном приборе.

Что бы реализовать вышеизложенные требования требуется следующий состав аппарата автоматического ивмерения мгновенного расхода (рис. 1) : блок устройства питания топливом *I*, блок механического

измерения с датчиком который преобразует величину расход топлива в электрическую величину *II*, блок переработки электрической величины и показания результата измерения *III* и блок электрического питания и автоматизации *IIII*.

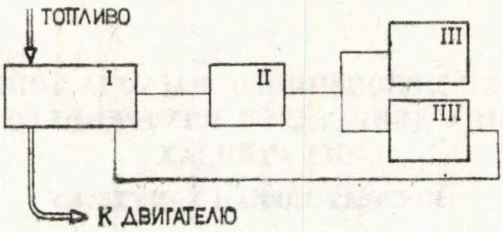


Рис. 1

Так как и у применяемых на практике расходомеров, устройство питания топливом *I* можно построить на объёмном или весовом способе. Устройство питания надо скомплектировать соотвествующим образом с датчиком и релеями для измерения максимального и минимального уровнями в расходном сосуде.

В объёмном варианте аппарата датчик может быть, на пример, ёмкостного типа [2], или индуктивного типа [3] и расположенный в установке по схемам изображёных на пис. 2 и, соотвественно, на рис. 3. В составе аппарата входят расходной сосуд *1*, с постоянным поперечным сечением, соединённый в нижней части гидравлическими распределителями с двумя рабочими положениями и электрическим командованием *2* и *3* (закрытые при отсуствии командого электрического напряжения)

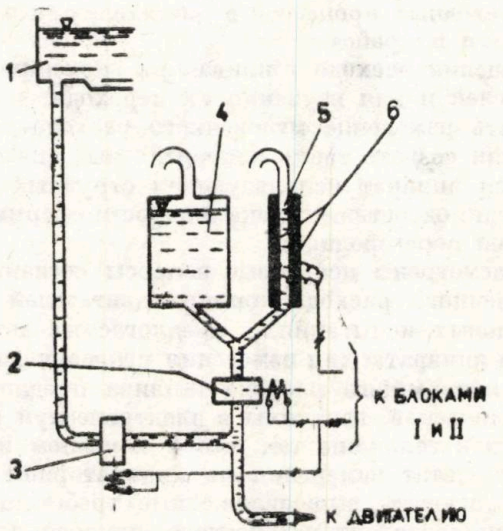


Рис. 2

с экспериментировым двигателем и с топливным баком *4* и в верхней части с ёмкостьным датчиком *5*, осуществлённый в форме плоского переменного конденсатора с двумя прямоугольными арматурами *6*, соединённый параллельно с расходным сосудом *1*, в ёмкостном варианте аппарата, или индуктивный датчик *7* с двумя кольцеобразными катушками *8* внутри которых перемещается ферритный сердечник *9* соединеный через немагнетный стержень *10*, с поплавком *11*, находящимся в направляющим перфорированным цилиндре *12* расходного сосуда, в индуктивным варианте объёмного аппарата.

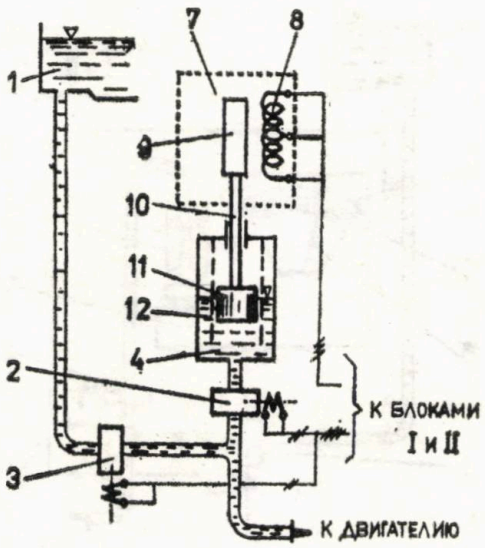


Рис. 3

В весовом варианте аппарата расходной сосуд *4* расположен на автоматических весах *13*, которые служат как блок измерения и как датчик. В этих целях на весах установлен реостатный датчик потенциометрическово типа, выполнённый как металический провод *14*, изолированный от весов и смонтированый параллельно с циферблатом весов. На металическом проводе скользёт контактная электрическая щётка *15*, закреплённая на указательной стрелке *16* и, также, изолированная от весов. Остальной состав блока— такой же как и у объёмного аппарата (рис. 4).

Переработка результирующей величины датчиков зависит от вида датчика. Так, при употреблении ёмкостного датчика, переменный конденсатор, ёмкость которого зависит от уровня топлива в расходном сосуде, включён в осцилляторную цепь генератора высокой частоты. Частота генератора меняется по мере расхода топлива. В блоке переработки выходной величины и показывания результата измерения *III* это электрическое напряжение с меняющейся частотой последовательно усилена в усилителе высокой частоты, лимитирована в ограничитель амплитуды, демодулирована в частотном дискриминаторе и после нового усиления в усилителе низкой частоты дифференцированна, получая вели-

чину пропорциональной мгновенного расхода топлива, показываема индикаторным приборе. При употреблении индуктивного датчика, катушки включены в осциляторные цепи двух генераторов высокой частоты, частота которых зависит от позиции сердечника (то есть от уровня топлива в расходном сосуде). От генераторов, сигналы попадают в смеситель, а потом результирующее электрическое напряжение с переменной частотой подвергается такой же переработке, как и в предыдущей ситуации. У весового аппарата с реостатным датчиком, датчик включён в потенциометрическую цепь с резисторами, из которой получается электрическое

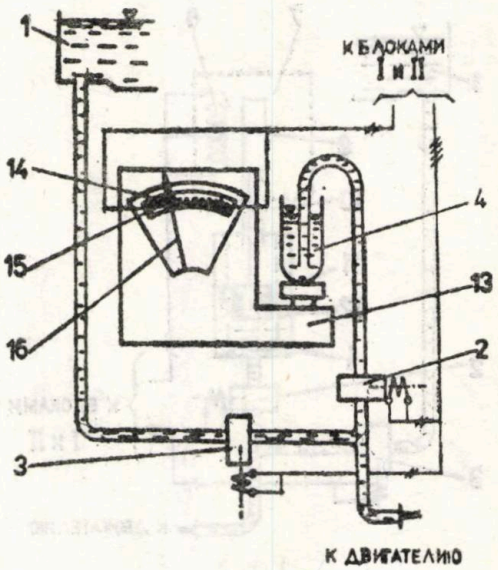


Рис. 4

напряжение зависимое от уровня топлива в расходном сосуде. После дифференцирования это напряжение подаётся к индикаторному прибору.

Кроме выше представленных датчиков, в аппаратах измерения мгновенного расхода топлива можно применять и другие модели, на пример, ёмкостный, индуктивный или фотоэлектрический датчик в аппаратах весового типа.

Уровень топлива в расходном сосуде можно контролировать при помощи микропрерывателей установленых в соответсвующих местах и нажимаемые толкателем находящимся на стержени *10* у индуктивного датчика объёмного аппарата, на стрелке весов в весовом аппарате, или при помощи реле максимального и минимаьного электрическоко напряжения питаемые напряжением полученным после усилителя низкой частоты блока переработки выходной величины датчика в объёмном аппарате снабжённым ёмкостьным датчиком.

Для автоматической работы аппаратов команда гидравлических распределителей *2* и *3* осуществляется по программе реализированной схемой с контактами, включая кнопки управления, реле следящие за

максимальным и минимальным уровнем в расходном сосуде и несколько промежуточных реле. На пример, по схеме представленой в рис. 5, после включения аппарата, топливо наполняет расходной бак и лампа LS_2 сигнализирует готовность аппарата к измерению. Измерение происходит автоматично после нажима на кнопку BP которая включает цепь промежуточного реле H_3. Реле H_3 отрывает гидравлический распределитель *3* (имеющий катушку V_2) и закрывает гидравлический распределитель *4* (имеющий катушку V_1) так что двигатель употребляет топливо только из расходного сосуда, уровень которого подает, что призывает к работе да-

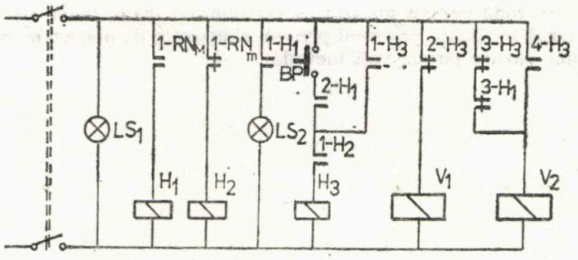


Рис. 5

тчики и индикаторные устройства. Измеряющая операция заканчивается когда топливо имеет минимальный уровень в расходном сосуде *4* и реле минимального уровня RN_m, реле максимального уровня RN_M и промежуточные реле H_2 и H_3 командуют снова наполнение аппарата и подготовку к новой операции измерения, которое можно начать после зажигания лампы LS_2.

3. Выводы. Введение величины мгновенный расход топлива двигателей внутреннего сгорания, предложенная методика и аппаратура измерения этой величины составляет вклад в развитие и совершенствование методики и экспериментальной техники исследования двигателей внутреннего сгорания, позлоляя углубление изучения расхода топлнва на стендовых исследованиях двигателей внутреннего сгорания.

Поступила в 30.XI.1984

Ясски политехнически институт,
Кнфедра топливных двигателеи

ЛИТЕРАТУРА

1. Волошин Ю. П., Кельштейн Д. М., Левин В. М., Никитин А. В., Плотников В. П., *Измерение мгновенного расхода топлива при испытании дизелей.* В респ. межвед. научн.-техн. сб. „Двигатели внутреннего сгорания", Вып. *35*, 1982, Изд. Вищая Школа, Харьков, с. 99 — 102.
2. Homutescu C.-A., *Aparat pentru măsurarea debitului de combustibil.* Brevet de invenţie R.S.R., nr. *64934*, 1979.
3. Homutescu C.-A., Diaconescu C., *Aparat pentru măsurarea debitului de combustibil.* Brevet de invenţie R.S.R., nr. *74218*, 1981.

4. Homutescu C.-A., *Aparat pentru măsurarea debitului de combustibil.* Brevet de invenţie R.S.R., nr. 78230, 1983.
5. * * * *STAS 6635-75, Motoare cu ardere internă pentru autovehicule. Reguli şi metode de încercare pe banc.* Bucureşti, 1975.

MĂSURAREA CONSUMULUI INSTANTANEU DE COMBUSTIBIL LA ÎNCERCAREA MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ PE STAND

(Rezumat)

Se prezintă o metodă pentru măsurarea consumului instantaneu de combustibil la motoarele cu ardere internă încercate pe stand precum şi aparate de măsurare volumetrică şi gravimetrică a consumului bazate pe această metodă.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 621—55

UNELE CONSIDERAȚII PRIVIND CALCULUL PARAMETRILOR ELEMENTELOR DE ACȚIONARE ALE MODULELOR DE PRINDERE ALE ROBOȚILOR INDUSTRIALI

DE

D. ZETU, N. GOJINEȚCHI, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIȚĂ și GH. UNGUREANU

Parametrii elementelor (motoarelor) de acționare ale modulelor de prindere care se iau în considerare la proiectarea (dimensionarea) sau adoptarea lor sînt : 1) cursele C_S ale degetelor sau bacurilor ; 2) forțele de acționare Q și cursele C_a ale motoarelor liniare (pneumatice sau hidraulice) ; 3) momentele de acționare M, turațiile n și puterile N ale motoarelor rotative de acționare .

În lucrarea de față se prezintă cîteva sisteme tipice de acționare și modul de determinare a parametrilor corespunzători, sus-menționați.

În fig. 1 este prezentată schema de clacul al parametrilor acționării unui apucător cu pană și pîrghii drepte.

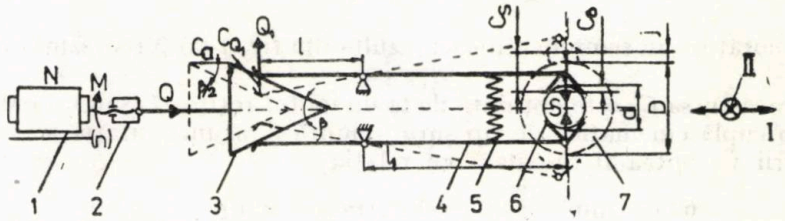


Fig. 1—Apucător cu pană și pîrghii drepte : *1*—motor sau reductor ; *2*—cuplă cinematică șurub-piuliță ; *3*—pană multiplă ; *4*—deget ; *5*—arc de revenire ; *6*—bac prismatic ; *7*—obiectul ce manipulat (piesa).

Cursa de strîngere C_S, reprezentînd cursa pe care trebuie s-o execute bacul prismatic pentru a realiza strîngerea obiectului de manipulat, se determină de la caz la caz pe cale analitică, grafică sau grafo-analitică, ținînd cont de forma și dimensiunile obiectului și ale bacurilor, de cinematica apucătorului și de direcția de apropiere a apucătorului de obiect. De exemplu, în cazul prezentat în fig. 1 apucătorul poate să se apropie de obiectele cilindrice—avînd diametrele cuprinse în gama $d...D$—pe direcția I. În acest caz, cursa C_S trebuie astfel stabilită încît degetele, respectiv bacurile prismatice ale apucătorului—de tip special sau universal—să nu atingă obiectul cu diametrul maxim D. Rezultă în mod evident că

$$C_S \geqslant D-d+J=D-d+C_B+P_r+(1...2) \text{ mm},$$
$$J=C_B+P_r+(1...2) \text{ mm}, \tag{1}$$

în care : J — jocul total necesar pentru evitarea coliziunii bacului cu obiectul de manipulat ; C_B — cursa pe care trebuie să o execute bacul prismatic pentru a permite intrarea piesei în apucător ; P_r — precizia de poziționare prezumată a robotului în mm ; 1...2 mm — o rezervă de cursă.

Pentru apucătoarele speciale, destinate prinderii și manipulării unui singur tip de obiect (piesă), având diametrul constant,

$$C_S = J = C_B + P_r + (1...2) \text{ mm}. \tag{2}$$

Dacă mișcarea mîinii (apucătorului) în vederea prinderii obiectului se face după direcția II, atunci

$$C_S = P_r + j = P_r + (0{,}5...1{,}5) \text{ mm}, \tag{3}$$

în care mai apare $j = 0{,}5...1{,}5$ — jocul de rezervă care să asigure evitarea coliziunii bacului cu obiectul de manipulat.

Cursa de acționare C_a se determină în funcție de C_S ținînd seama de cinematica și parametrii constructivi-funcționali ai mecanismului de strîngere adoptați, la rîndul lor, de la caz la caz, în funcție de modul de acționare, gabaritul, arhitectura robotului, spațiul în care operează etc.

De exemplu, pentru cazul prezentat în fig. 1, considerînd nedeformabile elementele mecanismului de strîngere, se obține

$$C_a = C_{Q_1} \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2} = C_S \frac{l}{l_1} \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2}, \tag{4}$$

$$C_{Q_1} = C_S \frac{l}{l_1}, \tag{5}$$

în care notațiile au semnificațiile ce rezultă din fig. 1 iar β reprezintă unghiul penei.

Dacă cursa C_a este obținută de la un motor rotitor *1* (sau un reductor), printr-o cuplă cinematică de tip șurub-piuliță *2*, atunci turația n necesară acționării va putea fi calculată cu relația

$$n = \frac{60\, C_a\,(\text{mm})}{t_s(\text{sec})\, p_ș\,(\text{mm})} = \frac{60\, C_s\,(\text{mm})\, l\,(\text{mm})}{t_s\,(\text{sec})\, p_ș\,(\text{mm})\, l_1\,(\text{mm})} \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2} \text{ rot/min}, \tag{6}$$

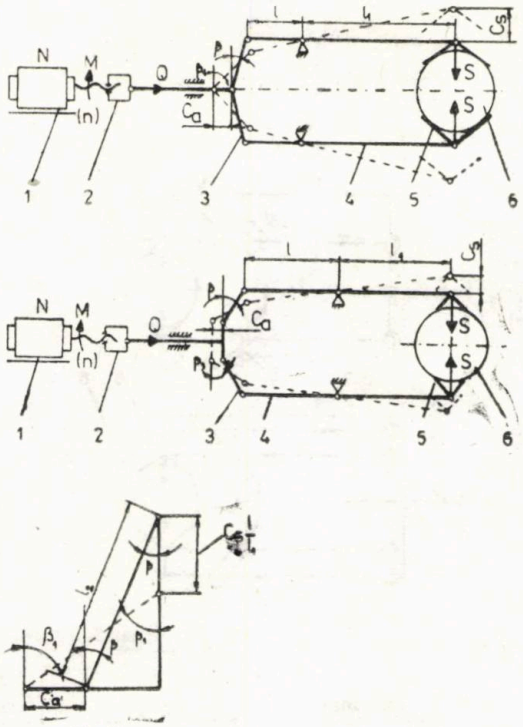
în care $t_s = 0{,}2...0{,}6$ sec — timpul adoptat pentru executarea strîngerii obiectului de manipulat ; $p_ș$ — pasul adoptat pentru filetul șurubului din cupla cinematică *2*.

Neglijînd în primă aproximație frecările din mecanismele apucătorului, utilizînd schema din fig. 1, forța de acționare Q, necesară acționării unui singur deget, poate fi calculată cu o relație specifică mecanismelor cu pene și anume

$$\frac{Q}{2} = Q_1 \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} = S\frac{l_1}{l} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} \Rightarrow Q = 2S\frac{l_1}{l} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}, \tag{7}$$

aceasta ținînd cont și de faptul că

$$Q_1 = S\frac{l_1}{l}. \tag{8}$$



$$Q = 2S\frac{l+l_1}{nl}tg\frac{\beta}{2}$$

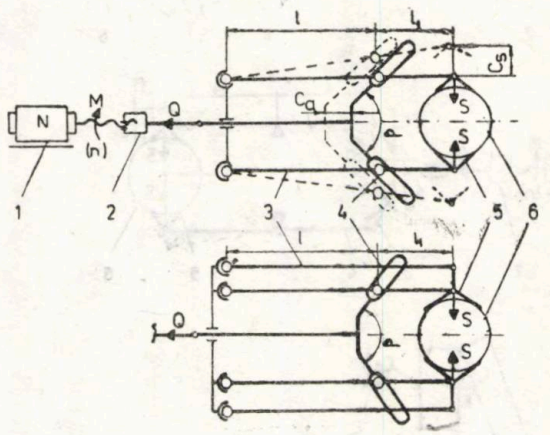
$$C_a = C_s\frac{l}{l+l_1}\operatorname{ctg}\frac{\beta}{2} \quad \text{mm}$$

$$M = Q\,tg(\alpha_p + \varphi)\frac{d_m}{2} \quad \text{daN.mm}$$

$$n = \frac{60\,C_s\,l}{t_s p_s (l+l_1)}\operatorname{ctg}\frac{\beta}{2} \quad \text{rot/min}$$

$$N = \frac{M\pi}{6\,120} \quad \text{W}$$

Fig. 2—Apucător cu pîrghii articulate: *1*—motor sau reductor; *2*—cuplă cinematică șurub-piuliță; *3, 4*—pîrghii articulate (degete); *5*—bac prismatic; *6*—piesa (obiectul de manipulat).



$$Q = 2S\,\frac{l}{\eta l_1}\,\mathrm{tg}\,\beta_1 \quad \text{daN}$$

$$M = Q\,\mathrm{tg}(\alpha_s + \varphi)\,\frac{d_m}{2} \quad \text{daN.mm}$$

$$N = \frac{Mn}{6\,120} \quad \text{W}$$

$$C_a = C_s\,\frac{l}{l_1}\,\frac{\sin\beta_1 - \sin\beta}{\cos\beta - \cos\beta_1}$$

$$n = \frac{60}{t_s\,p_s}\,C_s\,\frac{l}{l_1}\,\frac{\sin\beta_1 - \sin\beta}{\cos\beta - \cos\beta_1}$$

Fig. 3 — Apucător cu culise şi pîrghii articulate : *1* — motor sau reductor ; *2* — cuplă cinematică şurub-piuliţă ; *3* — deget ; *4* — culisă rigidă ; *5* — bac *6* — obiectul de manipulat (piesa).

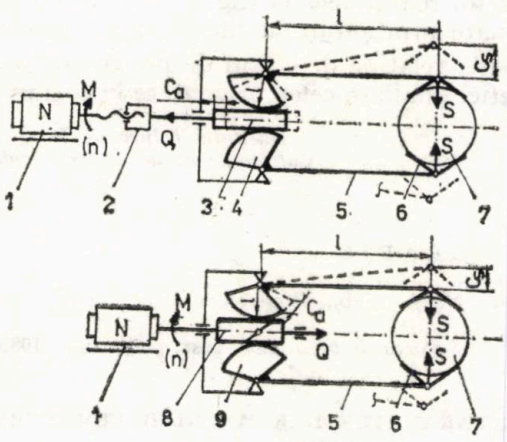
Introducînd și randamentul mecanic η, care ține seama de pierderile prin frecare din mecanismul de strîngere, relația (7) devine

$$Q=2S\frac{l_1}{\eta l}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}, \tag{9}$$

cu $\eta=0{,}6...0{,}85$; valorile mai mici se iau pentru mecanismele la care apar frecări de alunecare între pană și degete și rapoarte $l/l_1<1$.

Momentul M cu care trebuie acționată cupla cinematică 2 pentru ca să realizeze forța de acționare Q se poate calcula cu relația

$$M=Q(\text{daN})\operatorname{tg}(\alpha_s+\varphi)\frac{d_m(\text{mm})}{2}\quad \text{daN.mm}, \tag{10}$$



$$Q=2S\frac{l_1}{\eta l}\quad \text{daN}$$

$$M=Q\operatorname{tg}(\alpha_s+\varphi)\frac{d_m}{2}\quad \text{daN.mm}$$

$$N=\frac{Mn}{6\,120}\quad \text{W}$$

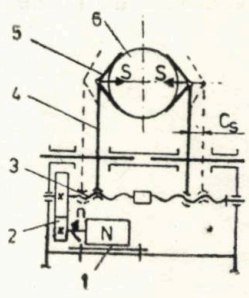
$$C_a=C_S\frac{l}{l_1}\quad \text{mm}$$

$$n=\frac{60\,Cl}{t_s p_s l_1}\quad \text{rot/min}$$

$$l=\frac{d_p}{2}\quad \text{mm}$$

Fig. 4 — Apucător cu degete acționat prin *a* — cremalieră și sectoare dințate, *b* — melc-sector roată melcată ; *1* — motor sau reductor ; *2* — cuplă cinematică șurub-piuliță; *3* — cremalieră; *4* — sector dințat ; *5* — pirghie articulată (deget) ; *6* — bac prismatic ; *7* — piesă ; *8* — melc ; *9* — roată melcată ; d_p — diametrul primitiv al roții dințate (melcate) ; p_s — pasul șurubului din cupla cinematică *2* sau al mecanismului *8*.

Fig. 5 — Apucător cu degete acționate prin șurub cu filet stînga-dreapta : *1* — motor electric cu puterea N și turația n ; *2* — reductor cu raportul de transmisie i ; *3* — șurub cu filet stînga-dreapta cu diametrul mediu d_m, pasul p_s și unghiul filetului $\alpha_s=\operatorname{arc\,tg}(p_s/\pi d_m)$; *4* — deget ; *5* — bac cu cursa C_S; *6* — piesa strînsă cu forța S ; $\varphi=3°$ — unghiul de frecare din filet ; $\eta=0{,}6...0{,}8$ — randamentul mecanic global al apucătorului.



$$n=\frac{60\,Ci}{t_s p_s}\quad \text{rot/min}\qquad N=\frac{30\,S\operatorname{tg}(\alpha_s+\varphi)d_m}{6\,120\,t_s p_s\eta}\quad \text{W}$$

în care, în afara notațiilor cunoscute, mai apar : d_m — diametrul mediu al șurubului din cupla cinematică *2* ; $\alpha_s=\operatorname{arc\,tg}(p_s/\pi d_m)$ — unghiul mediu de înclinare a spirei filetului ; $\varphi=4°$ — unghiul de frecare din îmbinarea filetată.

Puterea N cu care trebuie acționat apucătorul, astfel încît să realizeze momentul M (respectiv forțele Q și S), se poate calcula cu

$$N = \frac{M(\text{daN.mm})\, n(\text{rot/min})}{6\,120}\ \text{W}. \tag{11}$$

Cunoscînd forța Q și cursa C_a de acționare se poate adopta sau proiecta motorul liniar, hidraulic sau pneumatic, sau cunoscînd puterea N și turația n necesare acționării, se poate adopta electromotorul sau reductorul corespunzător acționării apucătorului.

În fig. 2...5 sînt prezentate schemele și relațiile de calcul ale altor tipuri caracteristice de apucătoare și anume: în fig. 2, pentru apucătoare cu pîrghii articulate; în fig. 3, pentru apucătoare cu culise și pîrghii articulate; în fig. 4, pentru apucătoare cu degete acționate prin cremalieră și sectoare dințate (fig. 4 *a*), respectiv melc—sector roată melcată (fig. 4 *b*), iar în fig. 5, pentru apucătoare cu degete acționate prin șurub cu filet stînga-dreapta.

Pentru alte tipuri de apucătoare, relațiile de calcul de proiectare pot fi concepute și aduse la forme sintetice similare celor prezentate în lucrare.

Primită la 15 decembrie 1984

Institutul politehnic, Iași,
Catedra de mașini-unelte și scule

BIBLIOGRAFIE

1. Vasii-Roșculeț S., Gojinețchi N. și colab., *Proiectarea dispozitivelor*. Ed. did. și ped., Buc., 1982.
2. Gojinețchi N., Gherghel N., *Proiectarea dispozitivelor*. Inst. polit. Iași, 1983.

BEZÜGLICH DIE BERECHNUNG DER PARAMETER DER ANTRIEBELEMENTEN DER INDUSTRIEROBOTERGREIFER

(Zusammenfassung)

In der Arbeit man stellt einige Tipische Antriebssystemmen der Greifer der Industrieroboter; die Schemas und Rechnungsbeziechungen der notwendigen Projektierungsparameter der Antrieb und nämlich: die Spann- und Antriebsstrecken, die Antriebskräfte, die Torsionsmomenten, die Leistnng und Drehzahl der Motoren der Greifern vor.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 621—55

CONTRIBUȚII PRIVIND CALCULUL UNOR FORȚE DE STRÎNGERE ALE APUCĂTOARELOR ROBOȚILOR INDUSTRIALI CE LUCREAZĂ ÎN COORDONATE CILINDRICE

DE

N. GOJINEȚCHI, D. ZETU, GH. LUNGU, AL. MITROFAN, C. CHIRIȚĂ și GH. UNGUREANU

Valorile forțelor de strîngere S pe care trebuie să le dezvolte degetele (bacurile) apucătoarelor roboților industriali, sînt necesare pentru dimensionarea elementelor componente ale acestora, precum și pentru determinarea forțelor și momentelor de acționare, respectiv pentru dimensionarea mecanismelor de acționare.

Forțele de strîngere S se determină, de la caz la caz, în funcție de solicitările la care obiectul, prins de apucător, este solicitat în timpul manipulării sau în timpul operațiilor tehnologice executate cu ajutorul robotului. În principal, aceste solicitări sînt : 1) greutatea G a obiectului manipulat și momentele create de ea ; 2) forțele centrifugale F_c ; 3) forțele de inerție F_i ; 4) momentele M sau forțele P rezultate din procesele de prelucrare, control, asamblare etc. În marea majoritate a cazurilor, obiectul manipulat este supus la primele trei categorii de solicitări, cea de a patra categorie intervenind numai atunci cînd obiectul de manipulat este înlocuit cu o sculă sau cînd apucătorul servește și ca dispozitiv de prindere a obiectului în vederea prelucrării lui.

În această lucrare sînt prezentate cîteva scheme și relații tipice de calcul al forțelor de strîngere S pe care trebuie să le dezvolte degetele apucătoarelor roboților industriali ce lucrează în coordonate cilindrice, aceste relații putînd fi folosite, cu adaptări corespunzătoare, și pentru alte tipuri de roboți.

În general, pentru proiectarea curentă, forțele de strîngere se calculează din condițiile de stabilitate cinetostatică a obiectelor de manipulat—prinse între bacuri, respectiv degete—atunci cînd acestea sînt solicitate de forțele și momentele menționate anterior.

În fig. 1 ... 3 sînt prezentate cîteva scheme de calcul al forței de strîngere S pentru obiecte de formă paralelipipedică prinse între două degete.

Forța de strîngere S rezultă din următoarele condiții, respectiv ecuații de echilibru cinetostatic :

1. *Obiectul de manipulat (piesa) să nu se deplaseze pe verticală datorită greutății sale* G : $2\mu S = KG$,

$$G = \frac{KG}{2\mu}, \tag{1}$$

în care: $K=1,5...2,5$ — coeficient de siguranță a prinderii; μ — coeficient de frecare statică între obiect și degete (valoarea lui depinde de natura și rugozitatea suprafețelor în contact); pentru proiectare curentă vor fi luate în considerație următoarele valori:

suprafețe metalice netede, $\mu=0,1...0,15$;

suprafețe metalice rizate, $\mu=0,2...0,4$;

suprafețe combinate metal-mase plastice, $\mu=0,2...0,4$;

suprafețe combinate metal-cauciuc, $\mu=1,5...2,5$.

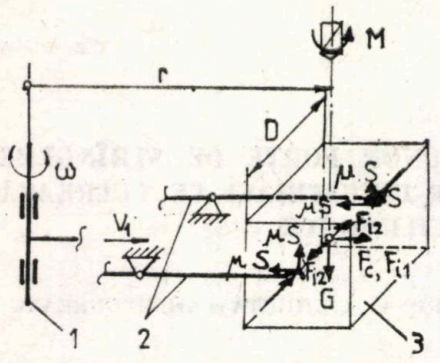


Fig. 1 — *1* — modul de rotație; *2* — degete; *3* — obiectul de manipulat (piesa).

2. *Obiectul să nu se deplaseze între degete datorită forței centrifuge* F_c *care ia naștere atunci cînd brațul robotului, extins la maximum, se rotește cu viteza unghiulară* ω (performanța actuală $\omega=90°/s$); din $2\mu S=KF_c=Km\omega^2r=KGr/g$,

$$S=\frac{K}{2\mu g}G\omega^2r, \tag{2}$$

în care: $m=G/g$ — masa obiectului manipulat; $g=9,81$ m/s^2 — accelerația gravitațională; r — distanța de la axa de rotație orizontală la centrul de masă al obiectului manipulat.

3. *Obiectul de manipulat să nu se deplaseze între degete datorită forței de inerție* F_{i1} *atunci cînd brațul robotului se extinde pe direcție orizontală cu viteza* V_1. Pentru calcule uzuale de proiectare se poate considera $V_{1max}=1$ m/s, care reprezintă performanța actuală pentru această mișcare. Forțele F_{i1} apar la începutul și sfîrșitul extensiei brațului, cînd intervin accelerațiile $a_1=\pm V_1/t_1$, de demaraj sau frînare. Din: $2\mu S=KF_{i1}=Kma_1=KGV_1/gt_1$,

$$S=\frac{K}{2g\mu t_1}GV_1. \tag{3}$$

În cazul roboților prevăzuți cu sisteme de frînare la capete de cursă, se poate adopta $t_1=0,15...0,25$ secunde, iar pentru cei fără sistem de frînare, $t_1=0,05...0,1$ secunde.

4. *Degetele (bacurile) care dezvoltă forța de strîngere* S *să nu fie deplasate (desfăcute) de forțele de inerție* F_{i2} *care iau naștere la capete de cursă*, atunci cînd obiectul execută o mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω și o accelerație sau decelerație unghiulară $\varepsilon_2\cong\pm\omega/t_2$, respectiv cu o accelerație sau o decelerație tangențială $a_2=\pm\varepsilon_2 r$, t_2 avînd aceeași semnificație și aceleași valori ca și t_1. Atunci

$$S=KF_{i2}=Kma_2=K\frac{G}{g}\frac{\omega}{t_2}r. \tag{4}$$

5. *Obiectul de manipulat să nu se rotească între degete datorită momentului exterior M* rezultat, de exemplu, dintr-o operație de găurire, atunci cînd modulul de prindere are atît funcția de manipulare cît și de poziționare-strîngere a obiectului în timpul executării unor operații tehnologice. Din $SD=KM$,

$$S=\frac{KM}{SD}, \tag{5}$$

în care D reprezintă distanța dintre degete, respectiv lățimea obiectului pe direcția de strîngere.

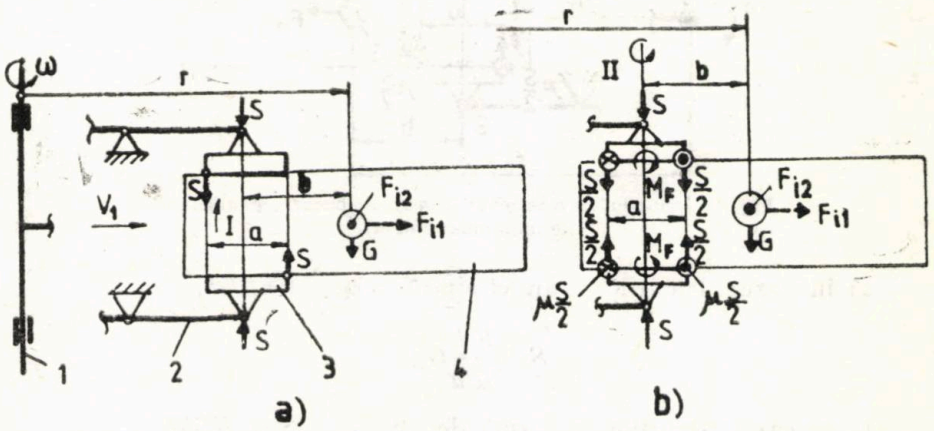


Fig. 2 : *1*—modul de rotație ; *2*—degete ; *3*—bacuri ; *4*—obiectul (piesa) de manipulat.

6. *Obiectul de manipulat să nu se rotească* (fig. 2 *a*) *în sensul I, între bacuri, datorită momentului forței G*, atunci cînd centrul de greutate nu se află pe direcția forțelor de strîngere S dezvoltate de degete (bacuri). Din $Sa=KbG$,

$$S=K\frac{b}{a}G, \tag{6}$$

în care a reprezintă lățimea bacului.

7. *Obiectul de manipulat* (fig. 2 *b*) *să nu se rotească în sensul II datorită momentului forței de inerție* F_{i2} *avînd brațul b* :

a) în cazul bacurilor de formă paralelipipedică,

$$2\mu\frac{S}{2}a=KF_{i2}b=Km\varepsilon_2 rb=K\frac{G}{g}\frac{\omega}{t_2}rb, \tag{7}$$

de unde

$$S=\frac{K}{\mu}\frac{\omega}{t_2}\frac{b}{a}r;$$

b) în cazul bacurilor în formă de disc,

$$2\frac{1}{3}\mu Sa=KF_{i2}b=K\frac{G}{g}\frac{\omega}{t_2}rb, \tag{8}$$

din care

$$S=\frac{3}{2}\frac{K}{\mu}\frac{G}{g}\frac{\omega}{t_2}rb,$$

unde $\frac{1}{3}\mu Sa = M_F$ reprezintă momentul forţelor de frecare dintre obiectul de manipulat şi bacul-disc cu diametrul a.

8. *Obiectul de manipulat* (fig. 3) *să nu fie rotit între bacuri datorită momentului forţei G având braţul b.* Condiţiile de stabilitate sînt similare celor precedente, însă în locul forţei F_{i2} apare G :

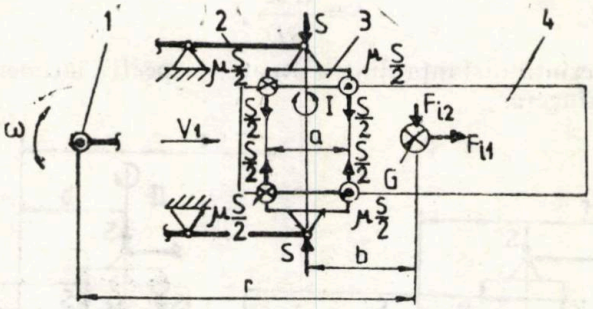


Fig. 3 — *1* — modul de rotaţie; *2* — degete ; *3* — bacuri ; *4* — obiectul de manipulat (piesa).

a) în cazul bacurilor paralelipipedice $2\mu \frac{S}{2} a = KGb$,

$$S = \frac{K}{\mu} \frac{b}{a} G \; ; \tag{9}$$

b) în cazul bacurilor în formă de disc $2 \frac{1}{3} \mu Sa = KGb$,

$$S = \frac{3}{2} \frac{K}{\mu} \frac{b}{a} G. \tag{10}$$

De la caz la caz, forţele de strîngere vor fi calculate cu relaţiile (1)...(10) corespunzătoare, în final adoptîndu-se forţa S maximă dată de aceste relaţii care, evident, va satisface toate condiţiile de stabilitate.

Pentru cazul prezentat în fig. 4, în care obiectul de manipulat are formă cilindrică iar bacurile au formă prismatică, relaţiile de calcul al forţei de strîngere S vor fi deduse din condiţiile de stabilitate (1), (4), (5), menţionate anterior, şi sînt identice cu relaţiile (1), (4), (5) ; forţele centrifugale F_c şi de inerţie F_{i1} sînt preluate de bacuri ca urmare a formei particulare, prismatice, a acestora.

Pentru cazul prezentat în fig. 5, în care piesa are, de asemenea, formă cilindrică, iar axa orizontală nu este solicitată de un moment exterior, forţele de strîngere se calculează din următoarele condiţii de stabilitate :

1. *Forţa G să nu producă desfacerea degetelor,*

$$S = KG. \tag{11}$$

2. *Obiectul de manipulat să nu se deplaseze între degete* datorită forţelor de inerţie F_{i2} care apar la capetele curselor de rotaţie, cînd iau naştere acceleraţiile tangenţiale $a_2 = \pm \varepsilon r = \pm (\omega/t) r$, $2\mu S = Kma_2 = KG\omega/gt_2$,

$$S = \frac{K}{2\mu g t_2} G\omega r. \tag{12}$$

Semnificațiile notațiilor și valorilor recomandate sînt aceleași ca la relațiile precedente.

Forțele F_c și F_{i1} sînt preluate de bacurile prismatice ale degetelor.

În cazul în care obiectul de manipulat execută simultan mai multe mișcări de rotație sau translație, generate de funcționarea simultană a mai

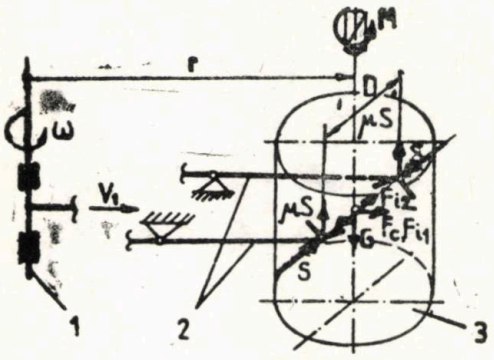


Fig. 4 — *1* — modul de rotație ; *2* — degete ; *3* — obiectul de manipulat (piesa).

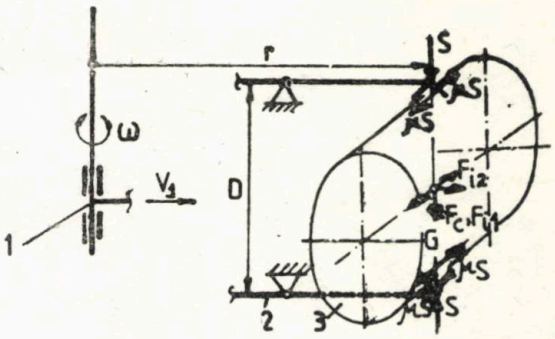


Fig. 5 — *1* — modul de rotație; *2* — degete ; *3* — obiectul de manipulat (piesa).

multor module din structura mecanică a robotului, accelerațiile care intră în relațiile de calcul de mai sus se adună algebric, considerîndu-se situațiile caracteristice cele mai defavorabile.

Din exemplele prezentate se poate observa că determinarea forțelor de strîngere trebuie făcută de la caz la caz, luînd în considerare pozițiile caracteristice și solicitările cele mai defavorabile care se exercită asupra obiectului de manipulat, ținînd seama de parametrii G, V_1, ω, r, impuși prin tema de proiectare.

Primită la 14 decembrie 1984

Institutul politehnic, Iași,
Catedra de mașini-unelte și scule

BIBLIOGRAFIE

1. Engelberger J. F., *Robotics in Practice.* AMACOM, USA, 1982.
2. Kovacs F., Cojocaru G., *Manipulatoare, roboți și aplicațiile lor industriale.* Ed. tehn., Buc., 1982.

BEITRÄGE BEZÜGLICH DER SPANNKRÄFTEBERECHNUNG DER GREIFEN DER INDUSTRIEROBOTER ARBEITEND IN ZYLINDRISCHEN KOORDINATEN

(Zusammenfassung)

Für die Abmessungen der Armelementen der Industrieroboter festzusetzen, ist es notwendig zu kennen die Grösse der Spannkräfte von dem Greifer entwickelt. Dafür, in dieser Arbeit sind vorgestellt die Rechnungsbeziechungen der Spannkräfte für einige Teilformen die von den Zweifingergreifer der Industrieroboter arbeitend in der zylindrischen Koordinaten gespannt und manipuliert sind.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.C. 621.9.09 ; 621.357

MACHINE TOOL FOR ELECTROCHEMICAL MARKING

BY

GH. LUNGU and RADU STREIT

The promotion of nonconventional technologies made that besides traditional centres in our country the Jassy town register its name with a series of achievements already known at national and international level. In 1978 a scharpening machine-tool by abrasive-electrochemical processing of the tools with metal carbides armatures was carried out and in 1983 the machine-tool for marking by electrochemical processing on plane surfaces was designed. The two objectives achieved at the Department of Machine tools and Tools of the Jassy Polytechnic Institute attempt at improving the work technologies by decreasing the consumptions, increasing the processing speed, as well as at confering new qualitative attributes to the processed products. The two machine tools are mainly intended to the manufacture of cutting tools based on own licence, the first for achieving tools geometry and the second one for engraving the characteristics of these ones on the tool holder staft. A wide application is foreseen for the marking machine tool in the engraving on lathe tools of large diameters with inner water cooling for CUG—Iaşi as well as for the ROMASCON drill bodies [1]...[3].

According to the imprinting manner two categories of machine tools are known, namely marking machines using a die on which the text to be transposed on the metal surface is engraved and machine tools marking with the help of some punch-electrodes.

From the point of view of the way these machine tools are used, portable, stationary or automatic machine do exist.

According to the two classifications the machine tool designed at Jassy is stationary and marks using a die block having the text recorded with the help of a pantograph.

The electrochemical marking replaces the mechanical punching procedure, a slow and non-economic procedure due to the high costs of the punches made of special steels. The mechanical punching also presents the disatvantage of a nonuniform writing, the occurance of some cracks due to the intense stresses at the plastic bending of the piece to be marked being frequent.

The electrochemical marking allows the engraving by the occurance of an-oxid film on the surface of anode-piece of up 10 μm in thickness. The oxide layer occurs as a cosequence of anodic passivating during the dissociation process.

The main technical features of the machine tool presented in Fig. 1 are :

supply voltage	380 V
work voltage	12...30 V
marking time	3...7 s
marked surface	0...75 cm^2
marking depth	0...10 μm
electrolyte concentration	15...20%
overal size	1 440 ×610 ×1 160
weight_	250 kg.

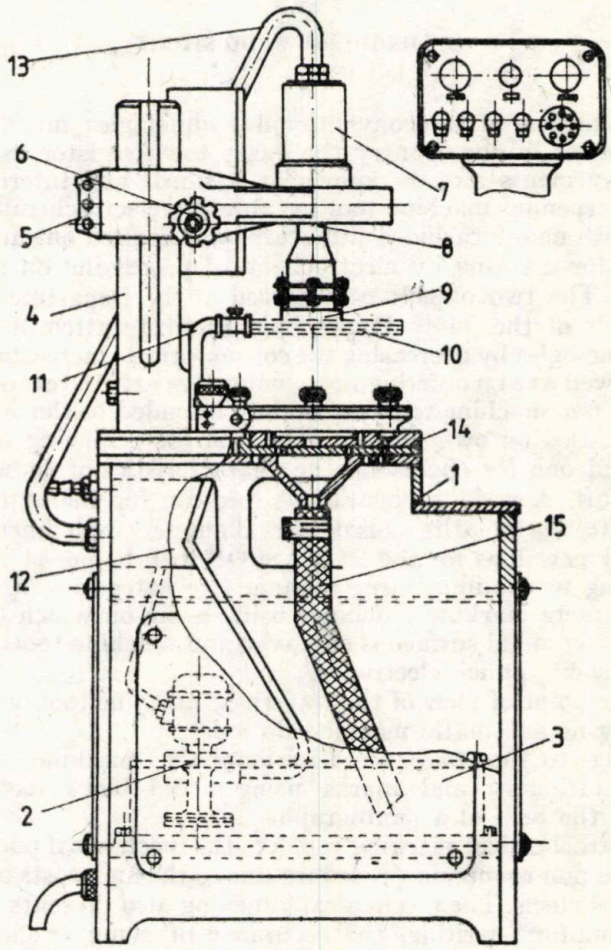


Fig. 1—Machine tool for electrochemical marking.

The machine tool presented in Fig. 1 is designed as welded steel plate frame *1*, inside which the electrolyte pumping station *2*, electrolyte reservoir *3* and the electric panel are present. In the upper part of the frame it is fit up the column *4* on which the arm *5* can shift according to the direction

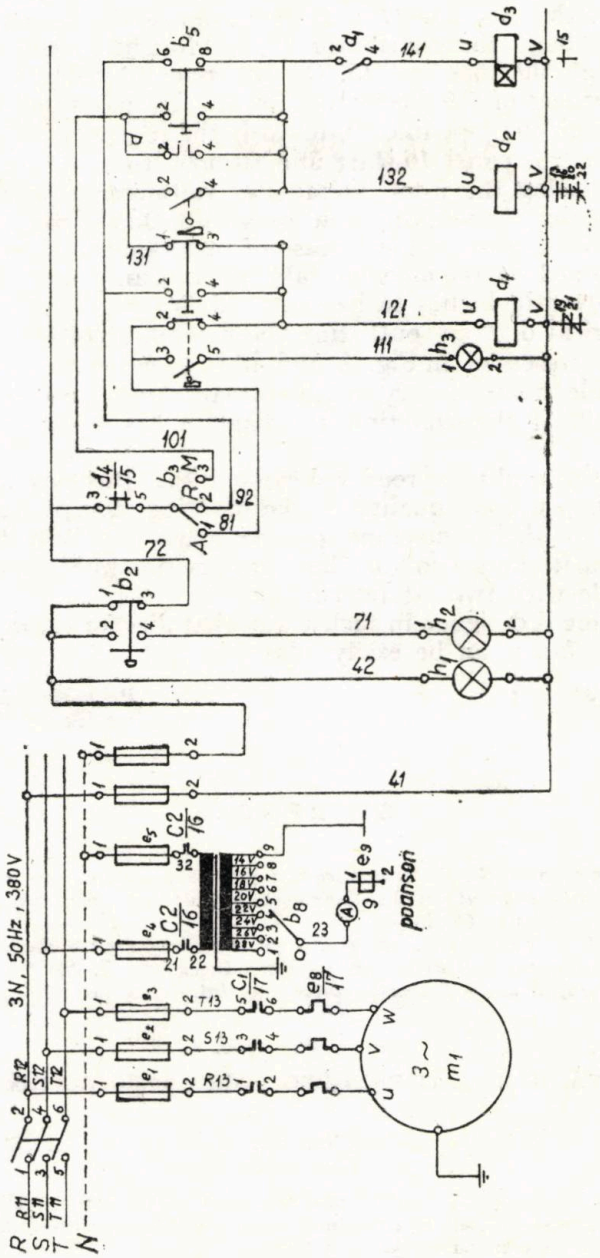


Fig. 2 — Electrical diagram.

of axis z with the possibility of settling in a given position with the help of the rosette *6*. On the arm *5* the pneumatic cylinder *7* is fixed. The punch holder *9* and punch *10* are fixed to the road of piston *8*. The electrolyte is brought to the punch by the pipe line *11*, and the compressed air from the network, after passing through the distributor *12*, is brought to the upper part of cylinder *7* trough the pipe-line *13*. On the machine table there are drain channels and orifices of the electrolyte towards the collecting funnel *14* and from here, through the pipe-line *15*, towards the reservoir.

On the control panel *16* start and stop buttons of working cycle, a button for regulating the work voltage, a voltmeter as well as a timing relay for establishing the marking time are set up. On the panel a key general contact as well as a stop button in case of break-down are also present. A simple device, fixed on the machine table permits an acurate positioning of the ROMASCON drill bodies to be engraved.

The electrical diagram outfitting the machine tool for electrochemical marking is presented in Fig. 2 and it is to notice that it has electric constituents made in our country by „Electroaparataj" „Electro-Banat" and „Electrotehnica". At the same time the diagram has a reduced number of components.

The experimental tests rendered evident the efficiency of the electrochemical marking, a good quality of the marking, concomitently with an increased work speed. The machine tool can mark 10 drill bodies a minute. At the same time it offers a confortable work position by the designing of the frome as a table with two lateral cupboards.

The machine is designed in such a way that dies for engraving on plane or revolution surfaces can be easily adapted.

Received November 30, 1984

Polytechnic Institute, Jassy,
Department of Machine-Tools

REFERENCES

1. Zetu D., Gherghel N., *Elaborarea schemei electrice de automatizare a ciclului de lucru la o maşină de ascuţit electrochimic abraziv*. Bul. Inst. polit. Iaşi, **XXIII (XXVII)**, *1—2*, s. IV, 63—68 (1977).
2. Caşler Gh., Gherghel N., *Ricerche sopra l'affilatura elettrochimica abrasiva degli utensili con plachette di carburi metallici*. Ingegneria, *7*, 243 (1975).
3. Lungu Gh., *Maşini unelte pentru mecanică fină*. Ed. did. şi ped., Buc., 1981.

MAŞINĂ DE MARCAT PRIN PROCEDEUL ELECTROCHIMIC

(Rezumat)

Se prezintă o nouă maşină de uzinat prin procedeul electrochimic, realizată în Laboratoarele de maşini-unelte şi scule ale Institutului politehnic din Iaşi şi destinată a marca corpul frezelor ROMASCON cu caracteristicile lor tehnice.

Maşina este de tip staţionar şi a fost concepută astfel încît să fie realizată utilizînd numai componente produse de industria naţională. Ea prezintă o construcţie modulară, simplă şi comodă în exploatare.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

D.K. 621.9.01

ÜBERLEGUNGEN ZUR METHODOLOGIE DER BESTIMMUNG VON PRÄZISIONSBEDINGUNGEN FÜR ZU BEARBEITENDE OBERFLÄCHEN

VON

N. GHERGHEL

1. Einführung. Genauer gesagt beinhaltet die Bestimmung der Präzisionsbedingungen für Werkstückoberflächen die Bestimmung der Bedingungen, der Bedingungstoleranzen, der Bemassungsgrundlagen sowie der entsprechenden Oberflächen für diese Bemassungsgrundlagen.

Das Problem der genauen Bestimmung der Gesamtheit der Präzisionsbedingungen für Werkstückoberflächen drängt sich häufig auf, sowohl bei der Projektierung der technologischen Bearbeitungsprozesse, als auch bei der Projektierung der Werkzeuge und Vorrichtungen für diese Prozesse.

Von besonderer Bedeutung ist die Bestimmung der Präzisionsbedingungen für die zu bearbeitenden Oberflächen bei der Planung und Projektierung der Vorrichtungen. Die Bedeutung beruht auf der Tatsache, dass die Nichtbeachtung einiger dieser Bedingungen die Begrenzung der Anzahl von technisch möglichen Orientierungsschemas zur Folge hat und, als Konsequenz, den Verlust des optimalen Schemas.

Um diese an die Oberflächen zu stellenden Bedingungen zu erkennen, ist eine genaue Analyse der Werkstattzeichnung oder der Skizze oder Zeichnung aus dem Bearbeitungsplan (Operations- oder Phasenzeichnung, technologische Zeichnung, technologischer Ablaufplan) erforderlich, um mit Genauigkeit jene Bedingungen festzulegen, die der Projektant des Werkstückes als notwendig erachtet für ein gutes Funktionieren dessen in der Bauteilgruppe oder dem Bauteil, zu dem dieses Werkstück gehört.

Diese Analyse ist nicht immer einfach, weil die Tendenz der Vereinfachung des Bemassens die genaue und schnelle Festlegung der Präzisionsbedingungen für die Werkstückoberflächen erschwert für diejenigen, die die entsprechenden Skizzen und Zeichnungen verwenden.

Die vorliegende Arbeit stellt einen Beitrag dar zur Methodologie der Bestimmung von Präzisionsbedigungen für die zu bearbeitenden Flächen mit Anwendung in der Planung und Projektierung von Vorrichtungen.

2. Allgemeine Betrachtungen hinsichtlich der Präzisionsbedingungen für die zu bearbeitenden Oberflächen. Aus der Analyse der Arbeiten [9], [2], [1], [10], [8], [3], [12], [11], [13], [4], [14], [5]...[7] und aus eigener Erfahrung folgt, dass für die korrekte Herleitung aller an die Bearbeitungsflächen zur stellenden Präzisionsbedingungen die allgemeinen, im folgenden zusammengefassten Beobachtungen berücksichtigt werden müssen.

Die Präzisionsbedingungen für die Flächen oder die geometrischen bestimmenden Elemente dieser (Punkte oder Zentren, Geraden oder symmetricachsen und -flächen) sind durch genaue Abmessungsbedingungen (Masszahlen), lineare oder- Winkel, durch Präzisionsbedingungen der Form und der relativen Lage dargestellt.

Die Masszahlen (Abmessungen) sind immer explizit angegeben (nominell, eingezeichnet in die Werkstattskizzen oder-zeichnungen der Werkstücke oder in den Skizzen oder Zeichnungen der technologischen Pläne), direkt oder durch technische Anmerkungen, während die Präzisionsbedingungen für die Form und die der relativen Lage explizit oder implizit (nicht nominell, angedentet, nicht eingezeichnet in die Skizzen oder Zeichnungen der technologischen Pläne) sein können.

Die Lage der Flächen oder einiger bestimmender Elemente dieser kann in den Werkstattzeichnungen der Werkstücke oder in den Zeichnungen der technologischen Pläne auf zwei Arten bestimmt werden :

a) durch explizite lineare Masszahlen (funktionelle, technologische oder zwischenstufige), angegeben in Form von Masszahlen oder Präzisionsbedingungen der relativen Lagen wie : Koaxialität, Schneidung etc., und durch Winkelmasszahlen, angegeben direkt in Form von Winkelmasszahlen oder relative Lagepräzisionsbedingungen wie : Parallelität, Perpendikularität etc. ;

b) duch implizite Winkel- und lineare Masszahlen, die aus den einzelnen Lagen resultieren, die diese gegenüber den anderen Flächen einnehmen, wie Koaxialität mit einer anderen Fläche, Symmetrie gegenüber anderen Flächen etc. ; diese Art der Lagebestimmung der Flächen wird dann oft angetroffen, wenn die Flächen keine erhöhte relative Lagegenauigkeit haben müssen.

Die Anzahl der linearen Masszahlen und Winkelmasszahlen (explizite und implizite) muss übereinstimmen mit der Anzahl der Freiheitsgrade (Verschiebungen und Drehungen), die die Fläche oder die zu bearbeitenden Flächen oder die bestimmenden Elemente dieser un Messystem haben.

Die Verschiebungen entsprechen den linearen Masszahlen, während die Drehungen den Winkelmasszahlen entsprechen.

In einem rektangulären Koordinatensystem im drei-dimensionelen Raum wird die Lage eines Punktes durch drei lineare Masszahlen, die Lage eines Geradenabschnittes durch drei lineare Masszahlen und zwei Winkelmasszahlen und die Lage einer Fläche durch eine lineare Masszahl und zwei Winkelmasszahlen bestimmt.

Eine bestimmte, in den Zeichungen der technologischen Pläne eingezeichnete Masszahl definiert die Abmessung der entsprechenden Fläche nach der Bearbeitung, aber gleichzeitig ist sie auch eine der Masszahlen, die die Lage der zu bearbeitenden Fläche angeben (oder eines bestimmenden Elements dieser) gegenüber den anderen geometrischen Elementen (Punkte, Geraden, Ebenen).

Das Massystem kann aus reellen oder imaginären Bemassungsgrundzahlen bestehen, die ein Punkt, eine Gerade oder eine Ebene sein können.

Zwei Oberflächen, die in der gleichen Operation oder Phase bearbeitet werden, können verschiedene Bemassungsgrundlagen haben, brauchen also nicht demselben Bemassungssystem anzugehören.

Alle expliziten und impliziten Masszahlen und alle relativen Lage- und Formbedingungen sind für den Technologen und Projektanten von Vorrichtungen mit Toleranzen versehen, also verlangt die Fertigung dieser in bestimmten Grenzen.

Die Toleranzen für Masszahlen mit erhöhter Genauigkeit sind in den Werkstattzeichnungen der Werkstücke oder in den Zeichnungen der technologischen Pläne enthalten, sind demzufolge auch in den Operations- oder Phasenskizzen enthalten, für die die Vorrichtung projektiert wird. Die Toleranzen für die freien Mass ahlen (nicht mit Toleranzen versehen in den entsprechenden Zeichnungen) werden nach den Standards STAS 2.300-75 und STAS 11.111-78 festgelegt.

Manchmal verlangt die funktionelle Rolle des Werkstückes, die Bedingungen für die relative Lage und Form mit erhöhter Genauigkeit zu erfüllen als die Masszahlen es verlangen, eine Situation, bei der die relativen Lagebedingungen und die der Form Flächen angegeben sind.

Die Toleranzen für die impliziten relativen Lagebedingungen und die der Form, die Masszahlen mit Toleranzen in den Zeichnungen entsprechen, sind im Toleranzfeld der entsprechenden Masszahlen enthalten. Für die Toleranzen einiger impliziter Präzisionsbedingungen für die relative Lage (Konzentrität, Koaxialität, Radialschlag, symmetrische Schneidung), die Masszahlen mit auf der Zeichnung versehenen Toleranzen entsprechen, aber nicht in das Toleranzfeld der entsprechenden Masszahlen eingeschlossen werden können, nimmt man an, aus Mangel anderer Daten, dass sie die Grössenordnung der Toleranzen der entsprechenden Masszahlen haben.

Die Toleranzen für einige relative Lagebedingungen (Parallelität, Neigung, Perpendikularität, Frontalschlag), wie auch, für die Form, die freien Masszahlen entsprechen, sind im Toleranzfeld der entsprechenden Masszahlen eingeschlossen, festgelegt durch die Standards STAS 2.300-75 und STAS 11.111-78.

Die Toleranzen für einige relative Lagebedingungen (Konzentrität, Koaxialität, Radialschlag, Symmetrie, Schneidung), die freien Masszahlen entsprechen und die nicht in das Toleranzfeld der entsprechenden Masszahlen eingeschlossen werden können, werden durch die Standards STAS 2.300-75 und STAS 11.111-78 festgelegt.

Die Toleranzen für die impliziten Bedingungen bei den Haupttypen von primmären Halbfabrikaten können aus den folgenden Standards entnommen werden ; STAS 333-80, STAS 1.880-80, STAS 334-80, STAS 6.544-80, STAS 395-80, STAS 6.972-80, STAS 7.828-78, STAS 2.305-80, STAS 8.183-80, STAS 8.184-80, STAS 404/2-80, STAS 530/2-80, STAS 1.592/1-74, STAS 1.592/2-74, STAS 6.287-80, STAS 7.670-68, STAS 2.171-70.

3. Methodologie der Bestimmung von Präzisionsbedingungen für zu bearbeitende Flächen. Unter Berücksichtigung der vorhergehenden Bemerkungen, setzt die Bestimmung der Präzisionsbedingungen für die zu bearbeitenden Flächen, die Bestimmung der Bemassungsgrundlagen wie auch der Toleranzen für die entsprechenden Bedingungen im allgemeinen den Ablauf folgender Schritte voraus :

a) Man verfolgt in erster Linie in drei linearen, perpendikulären Richtungen und in drei Winkelrichtungen die Masszahlen und die relativen Lagebedingungen, die von der zu bearbeitenden Fläche ausgehen und das entge-

gengesetzte Ende auf einer anderen Fläche haben. Man kann dabei annehmen, dass die zu bearbeitende Fläche einem geometrischen Körper entspricht, wobei ein Körper in einem rektangulären Koordinatensystem sechs Freiheitsgrade hat (drei Verschiebungsmöglichkeiten und drei Drehungen entlang bzw. um die Systemachsen). Wenn man mehrere Flächen in der gleichen Operation bearbeitet, nimmt man an dass diese einen geometrischen Körper beschreiben. Auf diese Weise werden die expliziten Masszahlen und relativen Lagebedingungen, die Oberflächen, die die Bemassungsgrundlagen und die entsprechenden zugehörigen Grundlagen bestimmt.

b) Wenn die Anzahl der explizit angegebenen Masszahlen und relativen Lagebedingungen nicht ausreicht für die Bestimmung der Lage der zu bearbeitenden Flächen, wobei man die Anzahl der Freiheitsgrade des von der Fläche oder der Gruppe der zu bearbeitenden Flächen beschriebenen Körpers im Bemassungssystem des Werkstückes betrachtet in den Richtungen, in denen der entsprechende Körper noch Freiheitsgrade hat, dann sucht man jene einzelnen Positionen, die die Fläche oder Flächen des Werkstückes einnehmen und die die auch relative Lagebedingungen darstellen. Bei der Festlegung dieser Bedingungen muss man in Betracht ziehen, dass in einigen linearen Richtungen oder Winkelrichtungen die Fläche oder Flächen nicht positioniert werden und zwar, wenn die geometrische Fläche unbeschränkt ist und wenn die Fläche irgendeine Lage auf dem Werkstück haben kann wegen dessen Symmetrie. So werden die Masszahlen und impliziten relativen Lagebedingungen und die Oberflächen festgelegt, die die entsprechenden Bemassungsgrundlagen bilden. Sicherlich kann man für die korrekte Festlegung dieser Bedingungen von der Werkstattzeichnung ausgehen, weil auch dann, wenn auf der Zeichnung des Operationsplanes die relativen Lagebedingungen nicht eingetragen sind, man davon ausgehen, kann dass, wenn diese in der Werkstattzeichnung eingetragen sind, müssen sie auch bei den technologischen Bearbeitungsoperationen oder deren Zwischenphasen eingehalten werden. Gleichfalls kann man, um diese Bedingungen korrekt festzulegen, von den Zeichnungen der vorhergehenden Operationen oder Phasen ausgehen, für das die Vorrichtung projektiert wird, weil die Festlegung einer bestimmten relativen Lage bei einer Bearbeitungsoperation oder- phase eine bestimmte relative Lage auch bei den vorhergehenden Operationen oder Phasen einschliesst. Zum selben Zwecke kann man von der Art und Weise der Zusammenfassung von Phasen im Rahmen der Operation ausgehen, wobei berücksichtigt wird, dass diese Zusammenfassung im allgemeinen dem Erhalt einer bestimmten relativen Lage der Flächen untergeordnet ist. Und schliesslich kann man, um diese Bedingungen genau festzulegen, von der Zeichnung der Bauteilgruppe oder des Bauteils, zu dem das Werkstück gehört, ausgehen oder vom Aufgabenplan und den Funktionsinstruktionen oder von den vom Konstrukteur oder Technologen offerierten Informationen, um zu sehen, welche relativen Lagebedingungen das gute Funktionieren des Teiles in der Baugruppe oder dem Bauteil, zu dem es gehört, beeinflussen. Für die Identifizierung der Symbole für die relativen Lagebedingungen der Flächen und für die richtige Benutzung dieser kann man den Standard STAS 7.385-66 konsultieren.

c) Man legt die Formbedingungen für die zu bearbeitenden Flächen fest, indem man ähnlich verfährt wie für die Masszahlen und relativen Lage-

bedingungen. Für die Identifizierung der Symbole für die Formbedingungen und das richtige Benutzen dieser kann der Standard STAS 7.385-66 herangezogen werden.

d) Man entnimmt aus der Werkstattzeichnung des Werkstückes, aus der Operationsplanzeichnung oder aus der Operations- oder Phasenskizze und aus den Standards STAS 2.300-75 und STAS 11.111-78 die Toleranzen für die Masszahlen und die relativen Lagebedingungen und die Formbedingungen.

e) Man notiert und systematisiert die Präzisionsbedingungen, die Flächen, die die Bemassungsgrundlagen bestimmen. Die Präzisionsbedingungen werden gewöhnlich mit dem Buchstaben *C* gekennzeichnet, es folgen die Indizes in Form von Ziffern, die die Ordnungszahl der Bedingung angeben. Wenn bei der gleichen Operation oder Phase mehrere Flächen bearbeitet werden, dann sollte man bei der Systematisierung der Bedingungen die Erzeugung der Flächen, die Grössen- oder Buchstabenordnung (oder Ziffern) der entsprechenden Flächen, konform der Operations- oder Phasenskizze, berücksichtigen. Ausserdem kann die Systematisierung der Bedingungen nach der Natur der Bedingungen, explizite und implizite, den Formmassen und denen der relativen Lage gemacht werden.

Diese Systematisierung kann in Form einer Tabelle entsprechend der abgebildeten Tabelle 1 gemacht werden und ausgefüllt nach der Operationsskizze aus Abb. 1.

f) Die äquivalenten oder sogar inkompatiblen Bedingungen werden eliminiert ; ein Aspeckt, der separat behandelt werden kann.

4. Anwendungsbeispiele für die vorgeschlagene Methodologie. Die angegebene Methodologie für die Bestimmung der Präzisionsbedingungen für die zu bearbeitenden Flächen wird exempliziert für die Operationsskizze aus Abb. 2, die für die Zeichnung aus dem Operationsplan, dargestellt în Abb. 1, erstellt wurde.

Aus Abb. 2 ist ersichtlich, dass bei der betrachteten Operation, die in zwei verschiedenen Phasen abläuft, die äussere ebene Fläche *I* und die innere zylindrische Fläche *A* einer Bearbeitung unterzogen ist und dass in der ersten Phase die Fläche *I* und in der Zweiten Phase die Fläche *A* bearbeitet wird.

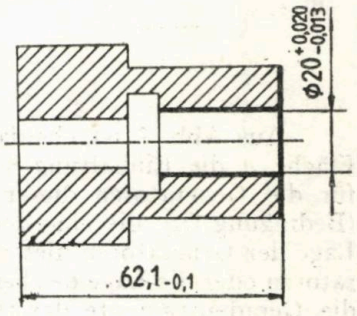


Abb. 1

Aus der gleichen Abbildung kann man ersehen, dass für die ebene Fläche *I* explizit die Einhaltung der Masszahl 62,1 (Bedingung C_1) vorgeschrieben ist, die eine der linearen Masszahlen darstellt, die die Lage dieser Fläche bestimmt. Weil, so wie schon erwähnt wurde, die Lage einer Ebene im Raum bestimmt ist durch eine lineare Masszahl und zwei Winkelmasszahlen, müssen noch jene zwei Winkelmasszahlen angegeben werden. Da diese zwei Masszahlen auf der Operationsskizze fehlen, gehen diese aus der Lage hervor, die die entsprechende Fläche gegenüber den anderen Flächen des Werkstückes hat. Diese Lage kann durch die Parallelität der Fläche *I* gegenüber der

Fläche K (Bedingung (2)) und durch die Perpendikularität der Fläche I auf der Fläche A (Bedingung (3)) dargestellt werden.

Die Perpendikularität aud den anderen zylindrischen Flächen wurde nicht mehr berücksichtigt unter dem Gesichtspunkt, dass die beiden Flächen in derselben Operation bearbeitet werden und dass die Art und Weise der Zusammenfassung der Operationsphasen mit Sicherheit auch der Realisierung einer bestimmten Perpendikularität zwischen den Flächen I und A untergeordnet war. Ausserdem versteht sich von selbst, dass die Fläche I eben sein muss (Bedingung (4)).

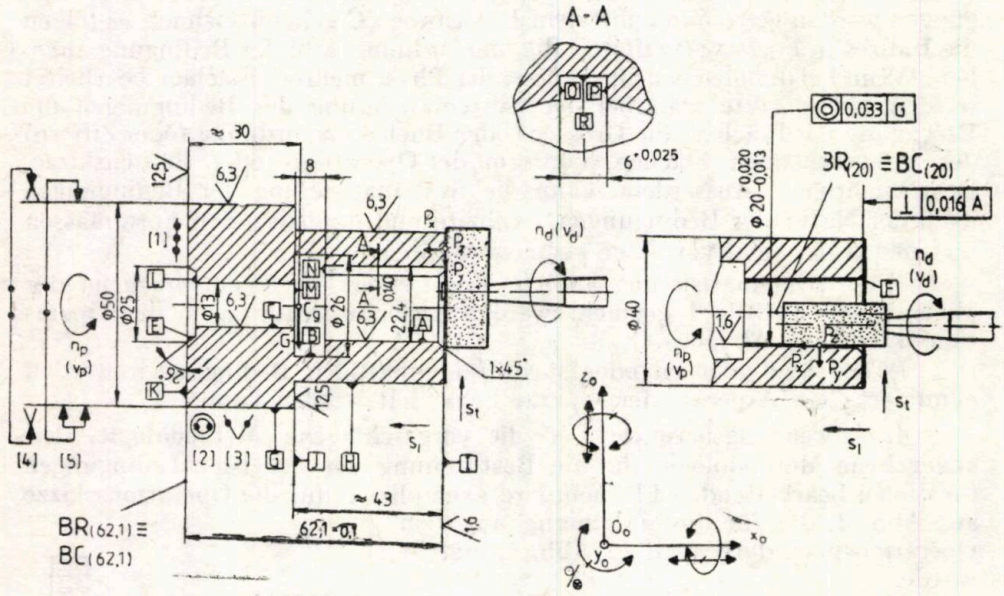


Abb. 2

Aus Abb. 2 ist ebenfalls ersichtlich, dass für die innere zylindrische Fläche A die Einhaltung der Masszahl 20 explizit vorgeschrieben ist oder für die Generatoren dieser Fläche die Respektierung der Masszahl 20/2 (Bedingung C_5), die eine der linearen Masszahlen darstellt, die die relative Lage der Generatoren dieser Fläche angeben. Da die Lage der Flächengeneratoren oder die Lage des bestimmenden Elements der Fläche (deren Achse), die Geradensegmente darstellen, bestimmt werden, so wie gezeigt wurde, durch 3 lineare Masszahlen und zwei Winkelmasszahlen, müssen noch zwei lineare Masszahlen und noch zwei Winkelmasszahlen dargestellt werden.

Weil diese Masszahlen in keiner Weise auf der Operationszeichnung angegeben sind, gehen diese aus der jeweiligen Lage hervor, die diese Fläche gegenüber den anderen Flächen des Werkstücks einnimmt.

Diese Einzellage kann einerseits durch die Parallelität der Generatoren der Fläche A gegenüber der Achse dieser Fläche (Bedingung C_6) und durch die Perpendikularität der Fläche A gegenüber der Fläche I (Bedingung

(7)) oder der Fläche 7 (Bedingung (8)) oder gegenüber der Fläche K (Bedingung C_9) ausgedrückt werden. Diese Bedingungen ergeben die zwei Winkelmasszahlen, die die Lage der Fläche A bestimmen. Die Perpendikularität der Fläche A auf den Flächen L, M und N wurde von Anfang an nicht weiter berücksichtigt, da diese offensichtlich keine funktionelle Rolle innehaben.

Anderseits kann die jeweilige Lage der Fläche A gegenüber den anderen Flächen auch durch die Koaxialität dieser Fläche gegenüber der Fläche H (Bedingung C_{10}), gegenüber der Fläche G (Bedingung C_{11}) oder gegenüber der Fläche C (Bedingung C_{12}) ausgedrückt werden. Die Koaxialität der Fläche A mit den Flächen B, E und F wurde von Anfang an nicht berücksichtigt hinsichtlich der nichtfunktionellen Rolle dieser.

Und schliesslich versteht sich von selbst, dass die Fläche A zylindrisch sein muss (Bedingung C_{13}).

Diese Präzisionsbedingungen wie auch die Flächen, die die Bemassungsgrundlagen, die korrespondierenden Bemassungsgrundlagen und die Toleranzen der Bedingungen bestimmen, sind in die entsprechenden Spalten der Tabelle 1 eingetragen.

Tabelle 1

Bedingung	Fläche oder bestimmendes zu bearbeitendes Fläche	Präzisionsbedingung	Typ der Bedingung	Toleranz der Bedingung (mm)	Provenienz der Toleranz	Bemaßungsgrundlage (B.G.)	Flächen die BG bestimmen
C_1	Fläche I	62,1	explizit	0,1	aus der Zeichnung	Ebene bestimmt durch die Fläche K	K
C_2	Fläche I	//	Implizit	0,1	enthalten in $T_{62,1}$	"	K
C_3	Fläche I	⊥	implizit	0,1	enthalten in $T_{62,1}$	Achse der Fläche A	A
C_4	Fläche I	▱	implizit	0,1	enthalten in $T_{62,1}$	-	-
C_5	Generatoren der Fläche A	20/2	explizit	$\frac{0,033}{2}$	aus der Zeichnung	Achse der Fläche A	A
C_6	Generatoren der Fläche A	//	implizit	$\frac{0,033}{2}$	enthalten in $T_{20/2}$	Achse der Fläche A	A
C_7	Achse der Fläche A	⊥	implizit	$\frac{0,033}{2}$	enthalten in $T_{20/2}$	Ebene bestimmt durch die Fläche I	I
C_8	Achse der Fläche A	⊥	implizit	$\frac{0,033}{2}$	enthalten in $T_{20/2}$	Ebene bestimmt durch die Fläche J	J
C_9	Achse der Fläche A	⊥	implizit	$\frac{0,033}{2}$	enthalten in $T_{20/2}$	Ebene bestimmt durch die Fläche K	K
C_{10}	Fläche A	◎	implizit	0,033	ist der Ordnung T_{20}	Achse der Fläche H	H
C_{11}	Fläche A	◎	Implizit	0,033	ist der Ordnung T_{20}	Achse der Fläche G	G
C_{12}	Fläche A	◎	Implizit	0,033	ist der Ordnung T_{20}	Achse der Fläche C	C
C_{13}	Fläche A	⌭	implizit	0,033	enthalten in T_{20}	-	-

Selbstverständlich muss nachträglich festgestellt werden, welche dieser Bedingungen äquivalent sind oder sogar inkompatibil, ein Aspekt, der, wie schon erwähnt, eine separate Behandlung verlangt.

Eingegangen am 12. Dezember 1984

Technische Hochschule, Jassy,
Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge

LITERATURVERZEICHNIS

1. Andronic C., Georgescu V., *Proiectarea şi construcţia dispozitivelor* (Îndrumar de laborator). Inst. polit. Galaţi, 1971.
2. Bragaru A. şi colab., *SEFA-DISROM. Sistem şi metodă* Vol. 1, Ed. tehn., Buc., 1982.
3. Gherghel N., *Îndrumar pentru lucrări de laborator la Construcţia şi exploatarea dispozitivelor*. Inst. polit. Iaşi, 1979.
4. Gherghel N., *Constructia şi exploatarea dispozitivelor*. Vol. 1, Inst. polit. Iaşi, 1981.
5. Gojineţchi N., Gherghel N., *Proiectarea dispozitivelor*. Vol. 1, Inst. polit. Iaşi, 1983.
6. Oprean C. şi colab., *Îndrumar de proiectare a dispozitivelor*. Inst. de înv. superior Sibiu, 1983.
7. Oprean C. şi colab., *Proiectarea dispozitivelor. Elemente standardizate şi normalizate. Exemplu de proiectare*. Inst. de înv. superior Sibiu, 1983.
8. Stănescu I., Tache V., *Dispozitive pentru maşini-unelte. Proiectare, construcţie*. Ed. tehn., Buc., 1979.
9. Tache V., Brăgaru A., *Dispozitive pentru maşini-unelte. Proiectarea schemelor de orientare şi fixare a semifabricatelor*. Ed. tehn., Buc., 1976.
10. Tache V., Ungureanu I. şi colab., *Îndrumar de laborator la Proiectarea dispozitivelor*. Inst. polit. Bucureşti, 1976.
11. Tache V., Ungureanu I. şi colab., *Îndrumar de proiectare a dispozitivelor*. Inst. polit. Bucureşti şi Inst. de înv. superior Piteşti, 1980.
12. Vasii-Roşculeţ S., *Proiectarea dispozitivelor*. Univ. Braşov, 1979.
13. Vasii-Roşculeţ S., Păunescu T., *Proiectarea dispozitivelor. Lucrări de laborator*. Univ. Braşov, 1980.
14. Vasii-Roşculeţ S., Gojineţchi N., Andronic C., Şelariu M., Gherghel N., *Proiectarea dispozitivelor*. Ed. did. şi ped., Buc., 1982.

CONSIDERAŢII PRIVIND METODOLOGIA DE IDENTIFICARE A CONDIŢIILOR DE PRECIZIE IMPUSE SUPRAFEŢELOR DE PRELUCRAT

(Rezumat)

Se prezintă o serie de contribuţii la metodologia de identificare a condiţiilor de precizie impuse, explicit sau implicit, suprafeţelor de prelucrat ale pieselor, cu aplicaţie în concepţia şi proiectarea dispozitivelor. Pe lîngă identificarea condiţiilor propriu-zise, se prezintă şi identificarea toleranţelor (abaterilor) condiţiilor, a bazelor de cotare ale condiţiilor, precum şi a suprafeţelor care le determină.

Metodologia este subordonată identificării corecte şi rapide a totalităţii condiţiilor de precizie impuse suprafeţelor de prelucrat. Importanţa metodologiei rezidă în faptul că neluarea în considerare a unora dintre condiţii are ca urmare limitarea numărului schemelor de orientare tehnic posibile, printre care s-ar putea găsi chiar schema optimă.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621.941

QUELQUES OBSERVATIONS CONCERNANT LA RUGOSITÉ DES SURFACES AU TOURNAGE LONGITUDINAL DE FINITION

PAR

LAURENŢIU SLĂTINEANU, TRAIAN GRĂMESCU, C. PICOŞ et GH. COMAN

1. Considérations théoriques. La valeur de la rugosité obtenue par le tournage longitudinal des pièces d'acier est dépendante d'un grand nombre de facteurs : les plus importants sont les propriétés physiques et mécaniques du matériel usiné, les paramètres du régime de coupe, les paramètres géométriques et constructifs de l'outil de coupe, la rigidité du système technologique, la présence et la nature des fluides de coupe. Parmi les facteurs antérieurement mentionnés, au tournage longitudinal généralement on prend en considération dans les relations de calcul la valeur du rayon du bec r_ε, la valeur des angles d'attaque principal $\varkappa$ et secondaire $\varkappa_1$, les valeurs de la vitesse de coupe v et de l'avance longitudinal s ; l'importance de ces paramètres a été soulignée par des nombreuses recherches expérimentales effectuées jusqu'au présent. On peut donc écrire

$$R_a = f(r_\varepsilon,\ v,\ s,\ \varkappa,\ \varkappa_1). \tag{1}$$

Au tournage de finition on utilise cependant des outils de tour dont le rayon du bec dépasse 0,5 mm ($r_\varepsilon > 0{,}5$ mm) et pour lesquels les valeurs des angles d'attaque sont $\varkappa = \varkappa_1 = 60°$. Cette condition est accomplie par de nombreuses constructions des outils à mise rapportée ayant la forme d'un triangle équilatéral.

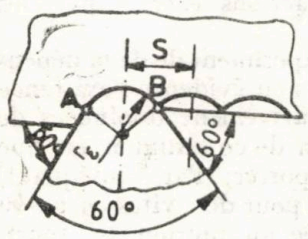


Fig. 1—La constitution de la section restante au tournage aux plaques ayant une forme triangulaire.

Dans le cas des outils mentionnés ($r_\varepsilon > 0{,}5$ mm, $\varkappa = \varkappa_1 = 60°$) afin qu'à la constitution de la soi-disante section restante participe aussi les portions rectilignes des arêtes tranchantes on peut constater (fig. 1) qu'il serait nécessaire que

$$s > |\overline{AB}|. \tag{2}$$

Des considérations de nature géométrique mettent en évidence cependant que

$$AB = r_\varepsilon \sqrt{3}.$$

Pour $r_\varepsilon = 0{,}5$ mm, on obtient donc

$$AB \approx 0{,}5 \cdot 1{,}732 = 0{,}86 \text{ mm}.$$

La participation des portions rectilignes des arêtes tranchantes de l'outil à la constitution de la section restante est donc conditionnée par l'utilisation de certaines avances s plus grandes que 0,86 mm/tr ; mais dans la pratique, on n'utilise pas telles valeurs de l'avance pour la finition au tour dans les conditions mentionnées. D'autant plus, pour des outils caracterisés par $r_\varepsilon > 0{,}5$ mm et $\varkappa = \varkappa_1 = 60°$ et pour des avances ayant des valeurs entre les limites recommandées ($s = 0{,}2...0{,}8$ mm/tr [3]) on élimine la possibilité de la participation des portions rectilignes des arêtes tranchantes de l'outil à la constitution du profil de la section restante.

Un raisonnement similaire conduit à la conclusion que dans le cas des plaques ayant une forme carrée ($\varkappa = \varkappa_1 = 45°$; fig. 2) et un rayon du bec $r_\varepsilon = 0{,}5$ mm, il serait nécessaire une valeur de l'avance $s > 0{,}77$ mm/tr, afin que les portions rectilignes de l'arête participent à la constitution de la section restante ; la condition n'est pas accomplie dans la pratique des usines, pendant que pour le tournage longitudinal et pour $r_\varepsilon = 0{,}5$ mm on recommande des valeurs de l'avance bien moindres.

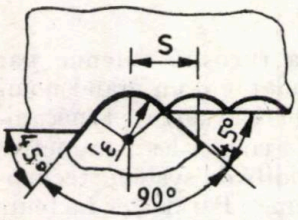


Fig. 2 — La construction de la section restante au tournage aux plaques ayant une forme carrée.

On peut donc conclure que dans la quasi-totalité des cas de finition au tour, à la constitution de la section restante ce n'est que la portion courviligne de l'arête qui participe, caractérisée par le rayon du bec r_ε. C'est donc justifié l'essai de détérmination d'une dépendance empirique de la rugosité R_a seulement du rayon du bec r_ε, de la vitesse v et de l'avance s :

$$R_a = f(r_\varepsilon, s, v). \tag{3}$$

Dans la littérature de spécialité [1], [3] on accepte, comme d'ailleurs dans beaucoup d'autres cas concernant la coupe, l'utilisation d'une relation de la forme

$$R_a = C_1 r_\varepsilon^{C_2} s^{C_3} v^{C_4}. \tag{4}$$

Cette relation suppose l'indépendance des actions exercés par les paramètres r_ε, s et v sur la rugosité R_a.

2. Recherches expérimentales. La recherche expérimentale de la dépendance de la rugosité R_a de la vitesse de coupe a mis en évidence l'existence d'un maximum de la rugosité pour des valeurs relativement diminuées de la vitesse de coupe ($v = 30...90$ m/mn) ; l'apparition de ce mxximum est due en dernière analyse aux phénomènes de l'arête rapportée. Par conséquant, des relations de la forme (4) ne serout valables que pour des vitesses $v > 90$ m/mn (situation d'ailleurs couramment rencontrée au finition au tour), lorsqu'on observe une diminution de la rugosité, simultanément à l'accroissement de la vitesse de coupe.

Les essais expérimentaux ont été effectués sur des échantillons de forme cylindrique, sur lesquels on a réalisé le tournage d'une portion ayant une longeur de 15...20 mm, aux valeurs déterminées de la vitesse v, de l'avance s et du rayon du bec r_ε.

La mesure de la valeur du paramètre statistique de la rugosité R_a a été effectuée à l'aide d'un profilomètre-profilographe soviétique, de type AI-252. Pour la détermination des valeurs des coefficients C_1, C_2, C_3 et C_4 de la relation (4), on a appelé à la méthode des moindres carrés. Dans le but de la diminution du nombre des expériences nécessaires, on a utilisé une méthode optimisée d'épreuve, notamment la méthode de planification des expériences. Pour cela, on en a appelé à un expériment factorial orthogonal à deux niveaux.

Les valeurs de base et les intervalles de variation des principaux paramètres mis en considération (r_ε, s, v) dans le cas du tournage longitudinal de certains échantillons d'acier 41MoCr11 sont présentées dans le Tableau 1.

Tableau 1

Valeurs de base et intervalles de variation pour les paramètres r_ε, s et v au tournage longitudinal des échantillons d'acier 41MoCr11

Valeurs de la vitesse v, m/mn : 5,50 ; 151,99 ; 240,0				
Valeurs de l'avances, mm/tr : 0,2 ; 0,2966 ; 0,44				
Valeurs du rayon du bec r_ε, mm : 0,8 ; 0,9797 ; 1,2				
Variables indépendantes	x_1	x_2	x_3	Niveau codifié
Niveau de base	2,180	−0,5277	−0,00886	0
Intervalle de variation	0,200	0,1712	0,08804	
Niveau minimum	1,980	−0,6990	−0,0969	−1
Niveau maximum	2,3802	−0,3565	0,0792	+1

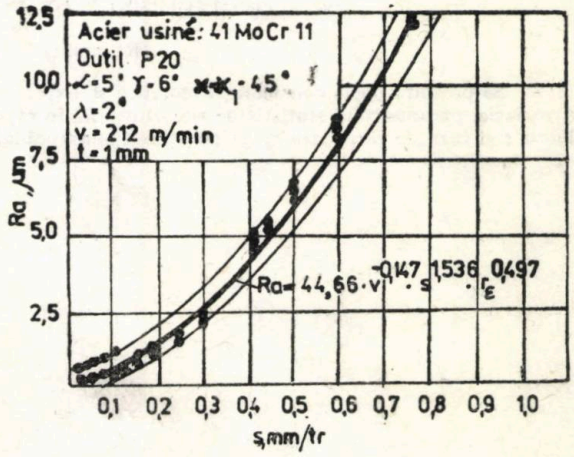


Fig. 3—Vérification de la correspondance du modèle mathématique aux résultats expérimentaux.

Dans le but de l'accroissement de la précision des résultats, pour chaque groupe de valeurs des paramètres r_ε, s et v, ont a effectué 4 essais expérimentaux. On a abouti ainsi, dans le cas de l'acier 41MoCr11, à une relation de la forme

$$R_a = 44{,}66\, v^{-0{,}147}\, s^{1{,}556}\, r_\varepsilon^{-0{,}497}. \tag{5}$$

Une confirmation graphique de la validité du modèle mathématique utilisé pour l'interprétation des dates obtenues à voie expérimentale est constituée par le diagramme de la fig. 3, dans lequel on a représenté aussi la courbe correspondante à la variation de la rugosité en fonction de l'avance. Les valeurs du paramètre R_a obtenues au tournage aux avances sont situées dans la gamme 0,024...0,75 mm/tr. On peut constater que les valeurs expérimentales individuelles enregistrent dans certains cas des déviations jusqu'à $\pm 9\%$ par rapport à la valeur offerte par la relation empirique déterminée.

3. Conclusions. Le modèle mathématique déterminé pour le paramètre statistique de la rugosité R_a permet l'étude de l'influence de chaque facteur considéré (r_ε, v, s) sur R_a. À l'aide de ce modèle on peut faire la construction de certaines nomogrammes utilisables dans la pratique des usines pour la correcte détermination des paramètres du régime de coupe.

Reçue le 15 Décembre, 1985

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire de Tehcnologie des Constructions Mécaniques

BIBLIOGRAPHIE

1. Dorin Al., *Determinarea expresiei rugozității în cazul strunjirii longitudinale.* Constr. de mașini, 2 (1976).
2. Enache S., *La qualité des surfaces usinées.* Dunod, Paris, 1972.
3. Picoș C. și colab., *Calculul adaosurilor de prelucrare și al regimurilor de așchiere.* Ed. tehn., Buc., 1974.
4. Slătineanu L., *Contribuții la studiul prelucrabilității prin așchiere a unor oțeluri românești.* Teză de doctorat, Inst. polit. Iași, 1980.

CÎTEVA OBSERVAȚII ASUPRA RUGOZITĂȚII SUPRAFEȚELOR LA STRUNJIREA LONGITUDINALĂ DE FINISARE

(Rezumat)

Se prezintă unele considerații teoretice și experimentale privind modelarea matematică a variației parametrului statistic de rugozitate R_a în raport cu viteza de așchiere v, avansul de lucru s și raza de racordare r_ε, la strunjirea longitudinală a unei epruvete din oțel 41MoCr11.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621.93

MÉTHODOLOGIE POUR LE CALCUL DE LA FORCE AXIALE ET DU MOMENT DE TORSION À L'USINAGE PAR COUPE DES TROUS PROFONDS

PAR

CRISTIAN CONSTANTINESCU et MIRCEA COZMÎNCĂ

1. Introduction. Les besoins actuelles de l'industrie des constructions de machines ont imposé des nouvelles technologies d'usinage, comme sont les technologies pour l'usinage par coupe des trous profonds. On sait que les trous profonds sont celles qui ont le rapport entre la longueur et le diamètre plus grand que 10.

L'usinage des trous profonds a lieu dans des conditions technologiques difficiles qui on imposé des procédés adaptés à accomplir les conditions suivantes : évacuation conforme aux copeaux de la zone de travail ; déviation axiale réduite du foret pendant l'usinage ; haute durabilité de l'outil ; grande resistance et rigidité de la tige qui porte le foret. En même temps, les trous usinés doivent avoir les écarts de forme réduits, des faibles dimensions et une petite rugosité.

En considérant les besoins ci-dessus, pour l'usinage des trous profonds se sont imposé trois technologies spécifiques [4], [6] : a) usinage avec des outils d'un seule tranchante et l'évacuation des copeaux par une rainure extérieure (foret de l'arquebuse, Einlippenbohrer) ; b) usinage avec des outils à un ou deux dents, avec l'évacuation des copeaux par une rainure se trouvant à l'intérieur de la perche, les procédés B.T.A. (Bohring and Trepanning Association) et Coromant-éjecteur. Aux procédés ci-dessus, l'évacuation des copeaux est faite à l'aide de l'huil à pression.

Come conséquence, dans l'activité de projection il est souvent nécessaire à calculer les forces et les moments qui actionnent pendant l'usinage des trous profonds, en vue du dimensionnement de l'outil et de la machine-outil et pour une correcte détermination des paramètres de la construction de l'outil.

Le présent étude propose une méthode de calcul de la force axiale et du moment de torsion qui actionnent pendant l'usinage des trous profonds ayant en vue que dans la littérature de specialité on ne trouve les relations nécessaires, les relations de calcul pour les forets hélicoïdaux n'étant pas utiles dans ce cas.

2. Calcul des composantes de la force de coupe. À l'usinage des trous profonds aussi on peut décomposer comme d'habitude la force de coupe sur trois directions, z, x et y, obtenant les composantes P_z dans la direction du mouvement principal, P_x dans la direction de l'avance et P_y perpendi-

culaire aux premières (fig. 3). Parce qu'au perçage profond l'arêt tranchant de l'outil est formée par plusieures échelles avec le rôle de fragmenter la largeur du copeau, il résulte que sur chaque échelle agisent les composantes ci-dessus (fig. 1).

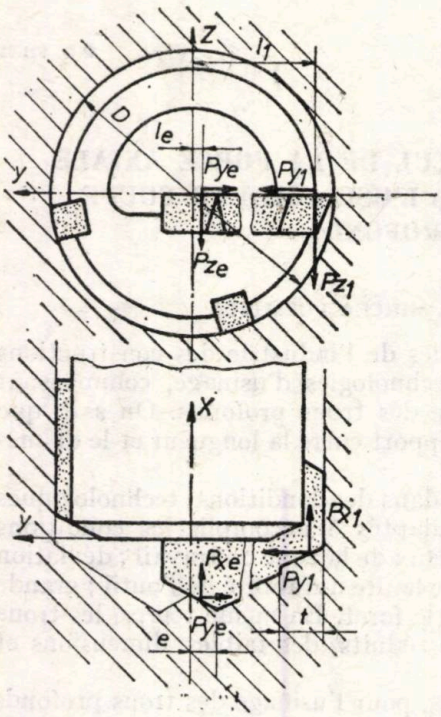


Fig. 1

La fig. 1 présente les composantes des forces de coupe qui actionnent sur n échelles de l'arêt tranchant et sur l'arrêt auxiliaire formé à cause du déplacement du point par rapport à l'axe avec l'excentricité e. Le foret a le diamètre D et l_1, l_2,..., l_n et l_e sont les distances de l'axe aux points d'application des forces, en considérant qu'elles sont appliquées au milieu de chaque échelle de l'arrêt, le bras de la force P_{z1} est donné par

$$(1) \quad l_1 = e + (n-1)t + \frac{t}{2} = e + t\left(n - \frac{1}{2}\right),$$

où

$$(2) \quad t = \frac{1}{n}\left(\frac{D}{2} - e\right),$$

avec n déterminé par [8].

Pour le calcul des composantes de la force de coupe sur chaque échelle de l'arrêt on utilise les relations suivantes qui sont employées au calcul des composantes de la force de coupe au cas d'un outil pour tournage intérieur [5]:

$$(3) \quad P_{z1} = C_{Pz} t^{x_{Pz}} S^{y_{Pz}} \mathrm{HB}^{n_{Pz}} K_M K_K K_r K_\gamma K_{ha},$$

$$(4) \quad P_{x1} = C_{Px} t^{x_{Px}} S^{y_{Px}} \mathrm{HB}^{n_{Px}} K_M K_K K_r K_\gamma K_{ha},$$

$$(5) \quad P_{y1} = C_{Py} t^{x_{Py}} S^{y_{Py}} \mathrm{HB}^{n_{Py}} K_M K_K K_r K_\gamma K_{ha},$$

ou : C_P—coefficients qui tiennent compte du matériel de la pièce ; t—profondeur de passe ; S—avance de coupe ; HB—dureté du matériel usiné ; K_M—coefficients de correction qui dépendent du materiel usiné ; K_K—coefficients qui dépendent de l'angle d'attaque principal K (fig. 2) ; K_r—coefficients qui dépendent du rayon de courbure du nez de l'outil r (fig. 2) ; K_γ—coefficients qui dépendent de l'angle de pente laterale γ ; K_{ha}—coefficients qui dépendent de l'usure admissible à la face en dépouille.

Les coefficients et les exposants des relations (3), (4) et (5) sont calculés or adoptés de [5], (p. 314) en fonction des conditions de travail.

L'utilisation des relations de calcul des composantes de la force de coupe pour des outils de tournage au calcul des composantes sur les échelles de l'arrêt est possible à cause de l'analogie montrée dans la fig. 2.

Parce que toutes les échelles de l'arrêt travaillent dans des conditions identiques résultent les relations

(6) $$P_{z1}=P_{z2}=\ldots=P_{zn},$$

(7) $$P_{x1}=P_{x2}=\ldots=P_{xn},$$

(8) $$P_{y1}=P_{y2}=\ldots=P_{yn}.$$

Pour l'arrêt auxiliaire, on calcule les composantes aussi avec les relations (3), (4), (5), en considérant qu'en ce cas l'angle d'attaque est K et la profondeur de passe est l'excentricité e.

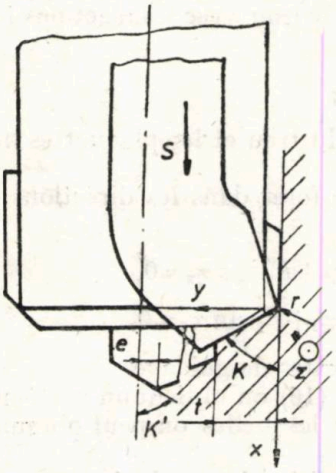


Fig. 2

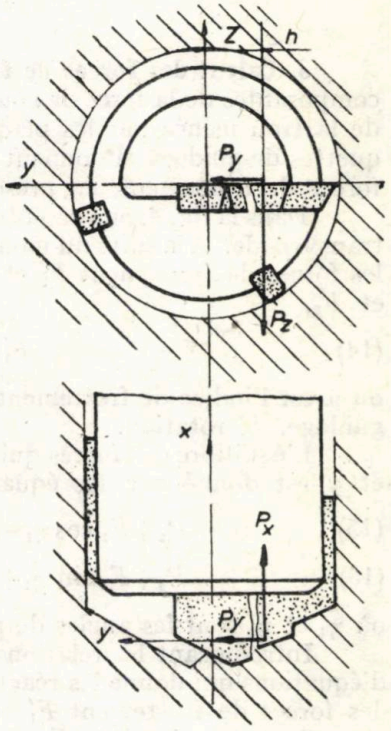


Fig. 3

Après le calcul des composantes de la force de coupe sur chaque échelle de l'arête on determine les composantes de la résultante de la force de coupe qui agissent comme dans la fig. 3 en utilisant les relations

(9) $$P_z=nP_{z1}+P_{ze},$$

(10) $$P_x=nP_{x1}+P_{xe},$$

(11) $$P_y=nP_{y1}-P_{ye}.$$

À la suite on calcule le bras de la force résultante P_z à l'aide de

$$h=\frac{P_{z1}(l_1+l_2+\ldots+l_n)+P_{ze}l_e}{P_z}, \tag{12}$$

où l_1 est donné par (1) et $l_2,\ldots,l_n$ et l_e sont calculés avec

$$\begin{aligned} l_2&=e+(n-2)t+\frac{t}{2},\\ &\ldots\ldots\ldots\\ l_n&=e+\frac{t}{2},\\ l_e&=\frac{e}{2}. \end{aligned} \tag{13}$$

3. Calcul des forces de frottement. Pendant le processus d'usinage les composantes de la force de coupe agisent sur le foret qui s'arcote à la surface de la trou usinée par les plaquettes de guidage. Comme suite, sur les plaquettes de guidage actionnent les réactions F_1 et F_2 (fig. 4) qui dérivent des forces de frottement, en présence des mouvements de travail.

Dans la fig. 4. on présente les forces qui actionnent sur le foret en section transversale. À la suite du mouvement de rotation (le mouvement principal) les forces de frottement F_1' et F_2' actionnent en liaison avec les réactions F_1 et F_2,

$$F_1'=\mu F_1, \qquad F_2'=\mu F_2, \tag{14}$$

où μ est l'indice de frottement entre la surface du trou et les plaquettes de guidage, à rotation.

L'équilibre des forces qui travaillent sur le foret dans les directions z et y est donné par les équations

$$-P_z+F_1\cos\eta_1-F_1'\sin\eta_1+F_2\sin\eta_2+F_2'\cos\eta_2=0, \tag{15}$$

$$P_y+F_1\sin\eta_1+F_1'\cos\eta_1-F_2\cos\eta_2+F_2'\sin\eta_2=0, \tag{16}$$

où η_1 et η_2 sont les angles de position des plaquettes de guidage.

Introduisant les relations (14) dans (15) et (16) on obtient un système d'équations qui donne les réactions F_1 et F_2 avec lesquelles on peut obtenir les forces de frottement F_1' et F_2'.

Avec les réactions F_1 et F_2 on calcule aussi les forces de frottement F_1'' et F_2'' (fig. 5) entre les plaquettes de guidage et la surface du trou, causées par le mouvement d'avance,

$$F_1''=\mu' F_1, \qquad F_2''=\mu' F_2, \tag{17}$$

ou μ' est l'indice de frottement pour translation.

4. Calcul de la force axiale et du moment de torsion. Ayant en vue la manière d'action des composantes de la force de coupe et des forces de frottement on peut dire que sur le foret, à l'usinage des trous profonds, agisent: une force axiale P_a obtenue comme résultante des forces sur la direction x, du mouvement d'avance S (fig. 5) et un moment de torsion M_t obtenu comme résultante des moments des forces autour de l'axe x (fig. 4),

18) $$P_a = P_x + F_1'' + F_2'',$$

((19) $$M_t = hP_z + \frac{D}{2}F_1' + \frac{D}{2}F_2'.$$

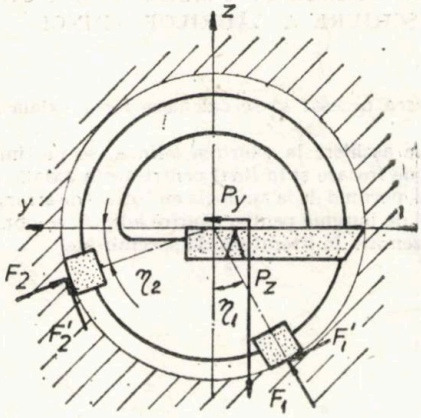


Fig. 4

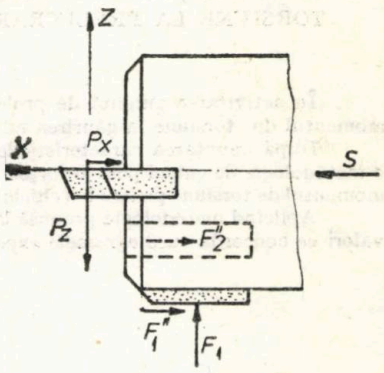


Fig. 5

5. Conclusions. 1. En considérant les conditions dans lesquelles découle le processus de coupe, on propose une méthode simple de calcul de la force axiale et du moment de torsion qui agisent durant l'usinage des trous profonds. On peut utiliser les relations présentées dans l'activité de projection parce qu'on peut les appliquer, avec des bons résultats, en cas d'usinage avec tous les types de forets pour le perçage profond : perçage plein, agrandissement-alésage ou perçage annulaire avec récupération du matériel.

2. En utilisant les relations ci-dessus, pour des différentes types de forets pour perçage, on a obtenu pour la force axiale et le moment de torsion des valeurs qui sont en concordance avec les diagrammes expérimentaux présentés dans la littérature de spécialité, ce qui confirme l'exactitude de la méthode proposée.

Reçue le 10 Décembre 1984

Institut Polytechnique, Jassy.
Chaire de Machine-outils

BIBLIOGRAPHIE

1. Cozmincă M., *Bazele așchierii și generării suprafețelor*. Vol I, Rotaprint, Inst. polit. Iași, 1972.
2. Belous V., *Sinteza sculelor așchietoare*. Ed. „Junimea", Iași, 1980.
3. Eleckes C., *Considerații privind proiectarea sculelor pentru găuri adînci (fără recuperarea miezului) sistem Coromant*. Constr. de mașini, *12* (1977).
4. Sauer L., *Găurirea adîncă*. Ed. tehn., Buc., 1982.
5. Cozmincă M., *Scule așchietoare. Îndrumar de proiectare*. Rotaprint, Inst. polit. Iași, 1972.
6. Cozmincă M., Panait S., Constantinescu C., Romanescu I., *Cercetări privind forțele de frecare la prelucrarea prin așchiere a găurilor adînci*. „Tribotehnica", Vol. II, Inst. polit. Iași, 1984.
7. Cozmincă M., Panait S., Constantinescu C., Romanescu I., *Metodologia de proiectare a burghielor pentru găurire adîncă*. „Fortus", C.U.G.—Iași, 1983.

8. Cozmîncă M., Panait S., Constantinescu C., *Forma şi dimensiunile aşchiei la găurirea adîncă.* „Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini", Sect. *Maşini-unelte, scule şi dispozitive,* Inst. polit. Iaşi, 1983.
9. * * * *Sandvik-Coromant, Bohrwerkzeuge.* D-8400 : 2.

METODOLOGIE PENTRU CALCULUL FORŢEI AXIALE ŞI A MOMENTULUI DE TORSIUNE LA PRELUCRAREA PRIN AŞCHIERE A GĂURILOR ADÎNCI

(Rezumat)

În activitatea curentă de proiectare este adesea necesar să se calculeze forţa axială şi momentul de torsiune la găurirea adîncă.

După enunţarea caracteristicilor procesului de aşchiere la găurirea adîncă, se prezintă o metodologie de calcul pentru forţele de aşchiere şi de frecare şi în final pentru forţa axială şi momentul de torsiune pentru burghiele de găurit adînc, pornind de la analogia cu cuţitul de strung.

Aplicînd metodologia propusă la diverse tipuri de burghie pentru găurire adîncă, se obţin valori ce concordă cu diagramele experimentale prezentate în literatura de specialitate.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 7.02 ; 7.05

PRINCIPIILE ESTETICII INDUSTRIALE APLICATE ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

DE

LIVIU HOSTIUC

Domeniul intervenției esteticii industriale (industrial design) este extrem de vast și poate fi împărțit astfel :

a) produse ale industriei construcțiilor de mașini (mașini unelte, utilaje, agregate, scule, piese de schimb etc.) ;

b) produse ale industriei bunurilor de consum (avînd o arie foarte largă ce se extinde de la aparate electrocasnice la îmbrăcămintea de damă, de la mobilă la sticlărie etc.) ;

c) echipament de comunicații și transport (aparataj de ascultare-redare, telefoane, automobile, funiculare, televizoare etc.) ;

d) concepția metodică a locului de muncă și a ambianței muncii (aspect în care apare pregnant legătura cu arhitectura industrială și ergonomia) ;

e) alte domenii (poligrafie, grafica de reproducere sau publicitară, ambalajul comercial, produse pentru handicapați, produse pentru condiții de lucru limită etc.).

Avînd în vedere domeniul extrem de vast al esteticii industriale designerul trebuie să îmbine discipline eterogene, cum ar fi : tehnica, tehnologia, medicina, sociologia, economia politică, filozofia, agronomia, arta etc.

Desigur că pentru fiecare domeniu precizat mai sus există particularități. Se pot formula totuși, pe baza experienței industriale de pînă acum, cîteva „legi" valabile pentru întreg domeniul esteticii industriale, cu caracter de adevăruri axiomatice. Acestea sînt :

a) lucrul urît se vinde prost ;

b) un design reușit duce la profit ;

c) buna adaptare a produsului funcției sale determină emoția estetică ;

d) nu se poate produce mult timp fără a ține seama de consumatori, deci nu există design fără marketing.

Avînd în vedere ultima „lege" înseamnă că în faza de concepție a produsului trebuie cunoscut interesul consumatorului (sau utilizatorului).

Pe baza acestei constatări s-a construit diagrama din fig. 1. În această diagramă valoarea de întrebuințare a produsului – factorul decisiv în vînzarea lui – este stabilită prin relația Design-Marketing.

Informațiile stabilite din activitatea de marketing, deci conținutul legăturilor γ și δ din fig. 1, trebuie cunoscute și respectate. Numai realizarea simultană a celor 4 legături (α, β, γ, δ) în faza de proiectare, realizare și desfacere, poate conduce la un design reușit al produsului industrial.

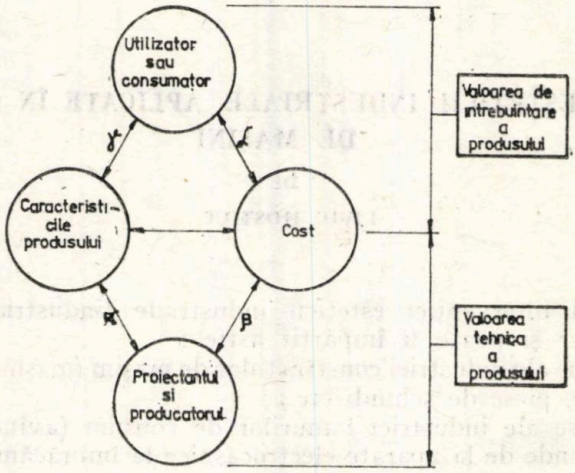


Fig. 1

Desfacerea grafului „caracteristicile produsului" este dată în fig. 2, în particular pentru un produs al industriei construcțiilor de mașini. Analiza și rezolvarea grafurilor *1—4* în faza de proiectare, cu egală exigență de pe poziția producătorului și de pe poziția consumatorului, poate genera însușirile estetice ale produsului.

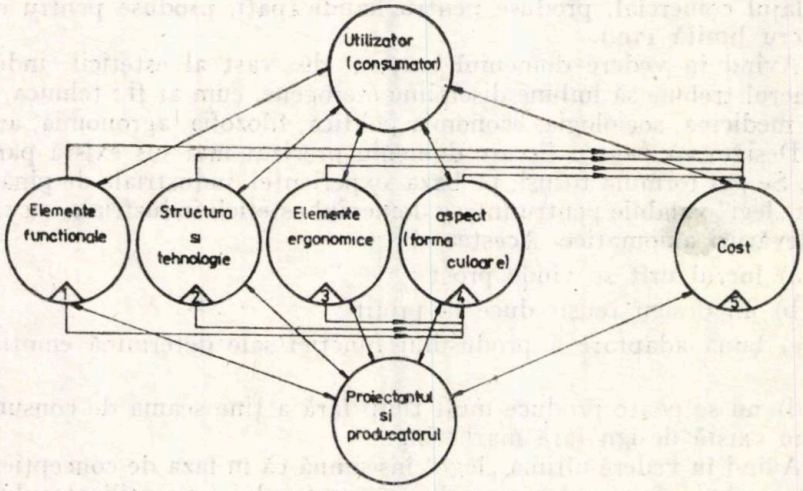


Fig. 2

Conținutul grafului *1* (fig. 2) arată că pentru o estetică funcțională a produsului trebuie respectate următoarele criterii :

a) realizarea funcţiei principale a produsului cu maximă precizie şi fiabilitate ;

b) realizarea tuturor necesităţilor reclamate de funcţia principală ;

c) energia necesară realizării funcţiei principale a produsului să fie accesibilă consumatorului la un preţ convenabil şi cu un randament cît mai bun ;

d) realizarea unor funcţii secundare apreciate de consumator cu o sporire minimă a costurilor.

Exemplu : un reductor cu roţi dinţate cilindrice cu o treaptă, fig. 3.

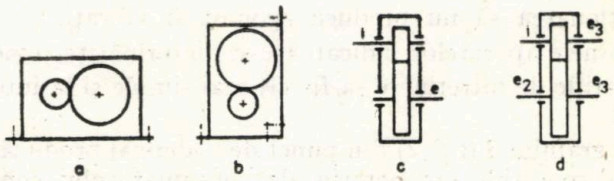


Fig. 3

a) funcţia principală : realizarea unei transmisii cu roţi dinţate cilindrice între doi arbori paraleli situaţi în plan orizontal (fig. 3 *a*) ; b) necesităţile funcţiei principale : carcasa — pentru susţinerea lagărelor şi pentru realizarea locului de depozitare a lubrifiantului ; c) racordarea intrării reductorului la un electromotor sau motor termic nu constituie o problemă; d) funcţii secundare : cu două suprafeţe de aşezare pe exteriorul carcasei (fig. 3 *b*) se poate realiza şi un reductor cu axele în plan vertical ; de asemenea schema cinematică a funcţiei principale din fig. 3 *c*, cu o singură ieşire, poate fi amplificată (fig. 3 *d*) la două sau trei ieşiri modificînd lungimile arborilor.

Analiza grafului *2* (fig. 2) din punct de vedere al consumatorului relevă următoarele aspecte: pe consumator nu-l interesează deloc tehnologia de realizare a produsului ; interesul consumatorului privind structura produsului pune în evidenţă 3 condiţii :

1° structura să asigure o adaptare optimă la condiţiile de exploatare (folosire) specifice consumatorului ;

2° structura să conţină cît mai puţine piese de uzură ;

3° materialele pieselor şi subansamblele folosite în structura produsului să ducă la o durabilitate individuală cît mai mare şi la o fiabilitate de ansamblu maximă.

Analiza grafului *2* (fig. 2) din punct de vedere al producătorului pune în evidenţă următoarele aspecte :

a) structura este realizată prin tehnologie şi interesul major al producătorului este ca tehnologia de fabricaţie a fiecărei piese şi subansamblu în parte să fie cît mai simplă, să conducă la o precizie acceptabilă şi la un preţ de cost minim ; pentru aceasta trebuie evitate, pe cît posibil, operaţii tehnologice speciale, maşini-unelte speciale şi SDV-uri speciale ;

b) pentru a obţine o estetică structurală a produsului, din punct de vedere al producătorului, se urmăreşte realizarea practică a principiului : cît mai puţine opoziţii şi cît mai multe analogii ; aceasta înseamnă : cît mai

puține mărci de materiale utilizate pentru piese, cît mai multe piese tipizate și standardizate, cît mai multe dimensiuni egale, cît mai multe poziții simetrice, cît mai puține suprafețe tehnologice de bazare etc ;

c) structura de bază (cea care asigură realizarea funcției principale) trebuie să conțină un număr minim de subansamble sau piese.

Analiza grafului *3* (fig. 2) din punct de vedere al consumatorului pune în evidență următoarele condiții :

a) greutăți și cote de gabarit minime ;

b) elementele legate de comandă și manipulare să fie ușor accesibile și să nu producă oboseală după un timp mai îndelungat de folosire ;

c) funcționarea să nu producă zgomot și vibrații ;

d) cadranele aparatelor indicatoare să fie urmărite comod ;

e) operațiile de întreținere să fie cît mai simple și la intervale de timp cît mai largi.

Analiza grafului *3* (fig. 2) din punct de vedere al producătorului denotă că în general condițiile ergonomice ale consumatorului constituie pentru producător restricții care trebuie respectate obligator pentru a crea însușiri estetice produsului ; aceste restricții pot conduce la consum suplimentar de manoperă și materiale, dar sporirea corespunzătoare a costurilor nu este exagerată în majoritatea cazurilor.

Analiza grafului *4* (fig. 2) — aspectul produsului — din punct de vedere al consumatorului nu poate fi prinsă într-o rețetă ca și celelalte aspecte discutate pînă aici, deoarece intervine subiectivismul consumatorului ; totuși este adevărată observația precizată la început : buna adaptare a produsului la funcția sa de bază, cu respectarea structurii optime și a aspectelor ergonomice, determină emoția estetică.

Din punct de vedere al producătorului, proiectarea formei este operația cea mai dificilă și este legată de talentul designerului (din această cauză industria mai produce încă multe lucruri urîte, ineficiente și deprimante).

Pentru proiectarea formei se utilizează tehnica cuantificării structurii de bază (fig. 4) care constă în permutarea subansamblurilor (sau pieselor) ce constituie structura de bază considerînd variabile : numărul, aranjarea în spațiu, forma geometrică și dimensiunile ; rezultă un număr mai mic sau mai mare de variante constructive ale formei. Alegerea și finisarea variantei finale este, așa cum s-a precizat, legată de talentul proiectantului.

La cuantificarea structurii de bază se adoptă preferențial formele cilindrică, prismatică, conică ; se evită forma sferică care e greu de executat.

În privința culorilor lucrurile sînt mai complexe, căci opțiunea pentru culoare este condiționată nu numai de legi ale percepției ci și de convingeri și predilecții personale. Totuși, pe baza experienței acumulate pînă în prezent se pot face următoarele recomandări :

a) dacă obiectul este legat de o muncă repetitivă-monotonă este necesară întrebuințarea culorilor vii, intense, care stimulează sistemul nervos : verde, albastru, grena (în afară de culoarea roșu deschis și portocaliu) ;

b) dacă este solicitată o atenție vizuală sporită și de lungă durată sînt preferabile culori deschise : bej, galben, crem, alb ;

c) dacă două culori sînt suprapuse pe orizontală, cea închisă trebuie să se găsească sub cea deschisă ;

d) la dispunerea culorilor pe verticală se plasează culoarea mai închisă între două culori deschise ;

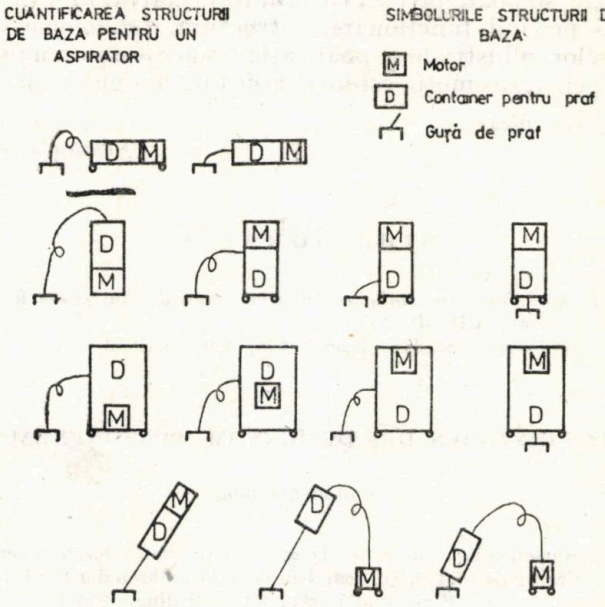


Fig. 4

e) diversitatea mare a culorilor reduce impresia de unitate ;

f) se evită pe cît posibil luciul metalic ;

g) culoarea alb se poate alătura oricărei culori.

Preferința pentru o culoare este legată de o atitudine apreciativă bazată pe patru criterii :

1° aspectul obiectiv (luminozitate, puritate) ;

2° aspectul psihologic (o culoare stimulează, încălzește, calmează etc.) ;

3° aspectul asociativ (o culoare place sau displace, în funcție de amintirea pe care o trezește) ;

4° aspectul semantic (culorii i se atribuie o anumită însușire psihologică: energie, agresivitate, plictiseală, jovialitate).

În funcție de aceste patru criterii s-au creat scale de apreciere a culorilor care sînt folosite în industria confecțiilor, a țesăturilor și în artele decorative aplicate ; pot fi folosite desigur și în alte domenii, inclusiv construcția de mașini.

Ultimul graf din fig. 2 „costul" constituie de fapt obiect de analiză pentru altă disciplină : ingineria valorii.

Aceasta enunță principiul : funcționalitate maximă cu preț minim. Pe baza celor discutate pînă aici, se poate enunța prin similitudine, principiul:

caracteristici estetice ale produsului din toate punctele de vedere (funcție, structură, tehnologie, ergonomie, aspect) cu prețul cel mai potrivit între interesul consumatorului (preț minim) și interesul producătorului (preț maxim).

În concluzie, se poate preciza că prin respectarea, în faza de proiectare, a unor condiții privind funcționarea, structura, tehnologia, ergonomia și aspectul produselor industriale se poate asigura acestora un număr de însușiri estetice care să genereze emoția estetică, adică un design reușit al produsului.

Primită la 19 decembrie 1984

Institutul politehnic, Iași,
Catedra de organe de mașini

BIBLIOGRAFIE

1. Tjalve E., *A Short Course in Industrial Design*. Newnes-Butterworths, London, 1979.
2. * * * *Estetică industrială*. CIDSP, 1972.
3. Popescu E., *Ghid ergonomic*. Ed. „Dacia", Cluj-Napoca, 1972.

DIE PRINZIPIEN DES DESIGNS IM MASCHINENBAU

(Zusammenfassung)

Man schlägt wahrscheinlich ein neues Diagramm (Abb. 2) vor, von dessen Standpunkt man ein industrialles Erzeugnis analysiert, vom dem Gesichtpunkten der Funktion, der Struktur, der Technologie, Ergonomie, der Form und Farbe, wobei Bedingungen für jeden analysierten Aspeckt aufgestellt werden. Falls diese Bedingungen eingehalten werden, so erhält das industrialle Objekt Gebrauchseigenschaften die estetisch wirken.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAŞI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secţia IV
CONSTRUCŢII DE MAŞINI

C.D. 621—7

PERFECTIONNEMENT DE LA PROGRAMMATION DES RÉPARATIONS POUR ASSURER L'ACCROISSEMENT DU VOLUME DE LA PRODUCTION[1]

PAR

MONICA VOICU et LUMINIŢA LUPU

L'une des principales voies pour assurer l'accroissement du volume de la production c'est le perfectionnement de la programmation des réparations.

Tenant compte du fait que dans certaines entreprises le temps de travail n'est pas utilisé judicieusement en raison du stationnement des outillages dans l'attente de l'exécution des réparations à d'autres outillages, nous proposons dans ce qui suit une méthode qui permette une utilisation plus complète du temps de fonctionnement du matériel.

Afin de pouvoir étudier l'amélioration de l'activité d'entretien et de réparation du matériel chimique, il est nécessaire d'analyser d'abord les particularités de l'organisation des réparations. Dans l'exécution de l'entretien et de la réparation du matériel chimique, il faut avoir en vue aussi bien les particularités du processus technologique que la structure et le caractère de l'outillage, déterminés par sa diversité, son volume et par le milieu de travail.

La diversité des outillages est une conséquence de la multitude de produits et de processus technologiques, mais aussi du milieu de travail. C'est purquoi, le matériel de base est, en général, unique ou en petite série.

De plus, dans une installation on utilise divers A.M.C., des installations de mécanisation et d'automatisation qui élargissent plus encore la diversité du matériel chimique. Tenant compte du poids et du grand volume de l'outillage, son démontage et son transport dans les ateliers de réparations sont pratiquement impossibles, ce qui amène la nécessité d'exécuter sur place les réparations.

À partir de la diversité du matériel et de son milieu de travail, qui détermine un degré d'usure beaucoup plus grand que dans les autres branches industrielles, il résulte qu'une autre particularité serait la diversité des réparations, leur complexité et la nécessité d'utiliser des matériaux et des pièces d'échange très divers. Il résulte aussi que l'équipe qui exécute les réparations doit être complexe et hautement qualifiée.

Le degré très différent d'usure des pièces qui composent le matériel chimique et sa détérioration fréquent et aléatoire déterminent une non-

[1] Présentée à la session scientifique „Le perfectionnement de l'activité d'organisation, direction et marketing", Jassy, le 10—11 Juin 1983.

concordance entre la catégorie de travaux à exécuter et la catégorie de qualification des ouvriers faisant partie de l'équipe de réparations, ce qui entraine l'impossibilité de respecter la corrélation entre la catégorie moyenne du travail et la catégorie moyenne de qualification des ouvriers.

C'est toujours à cause de l'usure rapide des outillages que pendant la révision technique on exécute immédiatement les réparations nécessaires, sans plus attendre la période planifiée pour cela. Il en découle donc une série de dfificultés dans l'organisation et la planification des réparations du matériel chimique, à savoir :

a) l'impossibilité d'apprécier plus exactement le degré d'usure, dans une certaine période de temps, et même plus courte ;

b) dérogations des normes de réparations concernant la structure des cycles de réparations et l'évaluation du fond de temps pour exécuter les réparations ;

c) difficultés dans la detérmination des opérations d'intervention et des matériaux à utiliser, en fonction de la catégorie d'intervention.

Les particularités envisagées ont été prises en considération dans la programmation des réparations.

La méthode traverse les étapes suivantes :

1° choix (dans les normes) des données nécessaires pour élaborer le cycle de réparations (Tableau 1) ;

Tableau 1

No.	Appellation de l'outillage	R_t		R_{c1}		R_{c2}		R_K	
		heures de fonctionnement	heures de stationnement	heures fonctionnement	heures de stationnement	heures de fonctionnement	heures de stationnement	heures de fonctionnement	heures de stationnement
1	$U_{1,2}$	720	1	2 130	3	6 300	8	19 170	16
2	U_3	648	1	1 350	4	3 600	5	10 800	15
3	$U_{4,5}$	1 100	1	2 200	9	6 600	14	19 800	19

2° élaboration du cycle de réparations pour les outillages de base, dans le système de réparations planifiées préventivement (Tableau 2) ;

3° construction de graphiques de réparations, tenant compte des catégories d'interventions par ligne de réparations conformément au cycle de réparations établi ainsi que le temps de stationnement pour chaque intervention.

On a exemplifié avec cinq outillages faisant partie d'une installation chimique.

Dans l'application de la méthode, on a eu en vue de :

a) respecter le plan de réparations conformément au cycle de réparations établi ;

b) respecter la durée de stationnement pour chaque intervention conformément aux prescriptions des normes ;

Tableau 2

No.	Appellation de l'outillage	Date du dernier R_K	Cycle de réparation											
			I	F	M	A	M	I	I	A	S	O	N	D
1	$U_{1,2}$	janvier	R_k R_{c1} R_t	R_t R_t R_t	R_t R_t R_t	R_{c1} R_{c1}	R_t R_t	R_t R_{c2}	R_{c1} R_t	R_t R_t	R_t R_{c1}	R_{c2} R_t	R_t R_t	R_t R_{c1}
2	U_3	janvier	R_k R_{c1}	R_t R_t	R_{c1} R_{c1}	R_t R_h	R_{c1}	R_{c2}	R_t	R_{c1}	R_t	R_{c1}	R_{c2}	R_t
3	$U_{4,5}$	janvier	R_k R_{c1} R_{c1}		R_t R_t R_t	R_{c1} R_{c1}	R_k	R_t R_t	R_{c1} R_{c1}		R_t R_t	R_{c2} R_{c1}		R_t R_t

c) assurer le bon fonctionnement du matériel par lignes technologiques et assortiment ;

d) établir les corrélations dans l'exécution des réparations en coordonant les dates ou l'on commence les travaux de réparation.

Les dates différentes de commencement des opérations de réparations sont dues à la durée différente de fonctionnement effectif du matériel. Pour commencer simultanément les réparations, il est necéssaire d'unifier les périodes de fonctionnement effectif des outillages.

La solution de ce problème comporte deux possibilités :

i) Prolonger la durée de fonctionnement de certains outillages pour réaliser la simultanéité de l'exécution des réparations.

À la suite des discussions avec les facteurs des entreprises, on a constaté que cette solution nécessite certaines améliorations technologiques ou constructives qui puissent limiter l'influence des facteurs d'usure physique sur les outillages ayant une durée de fonctionnement prolongée, ce qui implique une recherche préalable.

ii) Fixer les dates de commencement de diverses réparations pour tous les outillages après la date la plus proche où l'on a commencé la réparation d'un outillage.

Bien que cette solution semble être moins avantageuse, en appliquant la méthode pour l'ensemble du plan de réparation on a obtenu les résultats suivants :

A) sans appliquer la méthode :
$t_{\text{stationnement}} = 97$ jours $= 2\,328$ heures,
$t_{\text{fonctionnement}} = 268$ jours $= 6\,432$ heures ;

B) en appliquant la méthode :
$t_{\text{stationnement}} = 78$ jours $= 1\,872$ heures,
$t_{\text{fonctionnement}} = 287$ jours $= 6\,888$ heures.

On obtient donc une augmentation du temps de fonctionnement de 456 heures = 19 jours.

La méthode proposée présente une série d'avantages, dont on retient ;

a) flexibilité en ce sens qu'on peut l'appliquer dans tout secteur industriel où il y a un nombre plus important d'outillages dont le fonctionnement soit en rapport avec le processus technogique ;

b) elle détermine la possibilité d'une corrélation préventive entre le plan de production et le plan de réparations, en rapport avec les demandes des bénéficiaires ;

c) elle détermine l'augmentation du temps effectif de fonctionnement des outillages, d'où l'accroissement du volume de production.

Pour faire accroître l'efficacité de l'activité de réparations plusieurs mesures sont nécessaires, à savoir :

1° déplacer l'importance de l'activite de réparation vers celle d'exploitation et d'entretient, parce que la pratique montre que la plupart des détériorations des outillages apparaissent à la suite d'un entretien insuffisant ;

2° effectuer un contrôle préventif pendant le fonctionnement de l'outillage pour dépister les pannes potentielles, afin de les inscrire dans le graphique de révisions techniques. Ce contrôle doit être exécuté par l'opérateur chimiste avec le chef de l'équipe de réparations ;

3° l'opérateur chimiste doit participer directement à la réparation depuis le démontage, lavage, remplacement des pièces usées, montage jusqu'à la mise en fonction de l'outillage, en tant que membre de l'équipe de réparations et subordonné du chef de la formation de réparations ;

4° la qualification multiple des opérateurs pour effectuer des interventions de bonne qualité dans les opérations d'entretien et de réparations ;

5° instauration par la direction de l'entreprise d'une autorité reconnue et d'une responsabilité unique dans la section mécanique-énergétique ;

6° assurer une base scientifique du plan d'entretien et de réparation qui doit s'appuyer non seulement sur les normes de réparation mais aussi sur les normes de réparations et sur les recherches de l'entreprise respective concernant l'usure du matériel ;

7° introduire un système efficace de stimulation matérielle et morale des cadres techniques et de direction du secteur mécanique énergétique ;

8° tenir une stricte évidence des frais par types de réparations et par groupes d'outillages, en vue d'une planification plus rationnelle des frais de réparations et pour en réduire leur volume.

Reçue le 18 Mai 1984

Institut Polytechnique, Jassy,
Chaire d'Organisation et de Direction

BIBLIOGRAPHIE

1. Ceauşu I. şi colab., *Organizarea şi conducerea activităţilor de întreţinere şi reparaţii*. Ed. tehn., Buc., 1980.

PERFECŢIONAREA PROGRAMĂRII REPARAŢIILOR ÎN VEDEREA ASIGURĂRII CREŞTERII VOLUMULUI PRODUCŢIEI

(Rezumat)

Plecînd de la particularităţile organizării reparaţiilor în industria chimică, se propune o metodă de programare a acestora, care permite o folosire cît mai completă a timpului lor de funcţionare.

Sînt evidenţiate şi măsurile necesare pentru creşterea eficienţei activităţii de reparare a utilajelor chimice.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN IAȘI
Tomul XXX (XXXIV), Fasc. 1—4, 1984
Secția IV
CONSTRUCȚII DE MAȘINI

C.Z. 621.313.13 ; 628.37

CALCULUL CUPLULUI MOTOR STABILIZAT ȘI A VITEZEI UNOR MOTOARE ROTATIVE FUNCȚIONÎND CU GRAFICE DE SARCINĂ CU ȘOCURI DE FORMĂ PARTICULARĂ, CARACTERISTICE SECTOARELOR AGRICOL ȘI ZOOTEHNIC (I)

DE

GR. TAȘCĂ

1. Introducere. Dimensionarea corectă a motorului electric pentru acționarea mașinilor de lucru, utilajelor și agregatelor prezintă o mare importanță atît din punct de vedere tehnic cît și economic. După natura proceselor tehnologice care trebuie realizate mașinile de lucru, utilajele și agregatele din agricultură și zootehnie solicită de la motorul electric de acționare un cuplu constant sau variabil la o turație constantă sau variabilă.

Este cunoscut faptul că din punct de vedere tehnic și economic motorul electric de acționare trebuie astfel ales încît în timpul funcționării supratemperatura sa să nu depășească valoarea nominală impusă de clasa de izolație, iar randamentul și factorul de putere să aibă valori medii optime.

Pentru alegerea motorului electric pe bază de încălzire și de verificare la suprasarcină (accidentală și la pornire), problema de bază constă în determinarea curbei de variație a cuplului dezvoltat de motorul electric de acționare pe durata unui ciclu de funcționare. În [8] se descrie o nouă metodă de calcul al cuplului electromagnetic în regim stabilizat, a valorii medii pătratice și a vitezei pe ciclu, în cazul sistemelor de acționare electrică cu motoare rotative și caracteristică mecanică considerată liniară, cu moment total de inerție constant, ce acționează mașini de lucru cu aspect caracteristic sectoarelor agricol și zootehnic. În prezenta Notă se continuă aplicarea metodei de calcul stabilită pentru grafice cu șocuri de sarcină de formă particulară și echivalente, liniarizate.

2, Calculul curbei cuplului motor stabilizat și a curbei de variație a vitezei unor motoare rotative funcționînd după grafice de sarcină cu șocuri periodice de formă particulară. Cuplul electromagnetic stabilizat și viteza motorului electric de acționare a unor mașini de lucru și utilaje folosite în procesele de pregătire a hranei în zootehnie, pe durata unui ciclu de funcționare, pot fi calculate cu relațiile stabilite în [8], de forma :

$$(2.1)\quad \text{a)}\ M_{mq}(t)=C_q e^{-\frac{t}{T_m}}+D_q(t-T_m)+E_q,\quad t\in[t_{q-1},\ t_q]\ ;$$

$$\text{b)}\ \Omega_{mq}(t)=\Omega_{qN}-K_M[C_q e^{-\frac{t}{T_m}}+D_q(t-T_m)+E_q],\quad t\in[t_{q-1},\ t_q],$$

în care

$$C_q = \frac{T_m}{1-e^{\frac{t}{T_m}}}\left(a_1 e^{\frac{t_1+t_n}{T_m}} + a_2 e^{\frac{t_2+t_n}{T_m t}} + \ldots + a_{q-1} e^{\frac{t_{q-1}+t_n}{T_m}} + a_q e^{\frac{t_q}{T_m}} + \ldots + a_n e^{\frac{t_n}{T_m}}\right),$$

$$a_q = \frac{M_{sq}-M_{sq-1}}{t_q-t_{q-1}} - \frac{M_{sq+1}-M_{sq}}{t_{q+1}-t_q}, \quad D_q = \frac{M_{sq}-M_{sq-1}}{t_q-t_{q-1}},$$

$$E_q = \frac{M_{sq-1}t_q - M_{sq}t_{q-1}}{t_q-t_{q-1}}, \quad T_m = I_{R_{TOT}} \frac{\Omega_{0N}S_N}{M_N}, \quad \Omega_{0N} = \frac{\pi n_{0N}}{30},$$

$$M_N = \frac{P_N}{\Omega_N} = \frac{P_N}{\Omega_{0N}(1-S_N)}, \quad S_N = 1 - \frac{n_N}{n_{0N}}.$$

Relaţiile de mai sus, astfel explicitate, se aplică la calculul curbei cuplului motor stabilizat şi a vitezei, pe durata unui ciclu de funcţionare, pentru următoarele grafice de sarcină de formă particulară.

2.1. *Grafic de încărcare cu şoc în formă de patrulater oarecare, cu cuplu de pauză.*

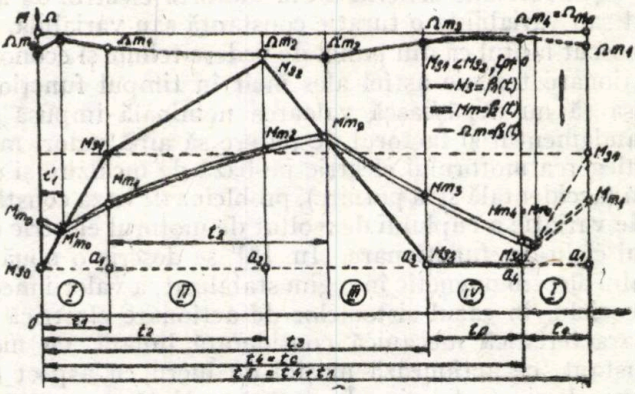


Fig. 1

$M_{s_1} < M_{s_2}$, $t_p \neq 0$:

$$M_s(t) = \begin{cases} \dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\,t + M_{s0}, & t \in [0, t_1), \\ \dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\,t + \dfrac{M_{s1}t_2 - M_{s2}t_1}{t_2-t_1}, & t \in [t_1, t_2], \\ \dfrac{M_{s3}-M_{s2}}{t_3-t_2}\,t + \dfrac{M_{s2}t_3 - M_{s3}t_2}{t_3-t_2}, & t \in [t_2, t_3], \\ M_{s4} = M_{s3} = M_{s0}, & t \in [t_3, t_4 = t_c]; \end{cases} \tag{2.1.1}$$

$$
(2.1.2)\quad M_m(t)=\begin{cases}
M_m(0)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1}{Tm}}\right)+\right.\\
\left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]-T_m\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}+M_{s0},\qquad [t=0],\\
M_{m_I}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1}{Tm}}\right)+\right.\\
\left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}(t-T_m)+M_{s0},\quad t\in[0,t_1],\\
M_{m_{II}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}\right)+\right.\\
\left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)(t-T_m)+\\
+\dfrac{M_{s1}t_2-M_{s2}t_1}{t_2-t_1},\qquad t\in[t_1,t_2];\\
M_{m_{III}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}\right)+\right.\\
\left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_1}{Tm}}-e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)(t-T_m)+\\
+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2},\qquad t\in[t_2,t_3],\\
M_{m_{IV}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}\right)+\right.\\
\left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+M_{s0},\quad t\in[t_3,t_4=t_c];
\end{cases}
$$

$$
(2.1.3)\quad \Omega_m(t)=\begin{cases}
\Omega_m(0) &=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_m(0)\right], \qquad [t=0],\\
\Omega_{m_I}(t) &=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_I}(t)\right], \qquad t\in[0,t_1],\\
\Omega_{m_{II}}(t) &=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{II}}(t)\right], \qquad t\in[t_1,t_2],\\
\Omega_{m_{III}}(t) &=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{III}}(t)\right], \qquad t\in[t_2,t_3],\\
\Omega_{m_{IV}}(t) &=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{IV}}(t)\right], \qquad t\in[t_3,t_4=t_c].
\end{cases}
$$

2.2. *Grafic de sarcină cu şoc în formă de patrulater oarecare, fără cuplu de pauză.*

$M_{s1} < M_{s2}$, $t_p = 0$:

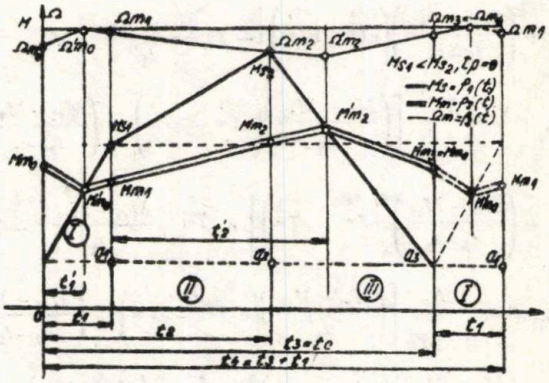


Fig. 2

$$(2.2.1)\qquad M_s(t)=\begin{cases}\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\,t+M_{s0} & t\in[0,t_1],\\[2ex] \dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}+\dfrac{M_{s1}t_2-M_{s2}t_1}{t_2-t_1}, & t\in[t_1,t_2],\\[2ex] \dfrac{M_{s3}-M_{s2}}{t_3-t_2}+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2}, & t\in[t_2,t_3];\end{cases}$$

$$(2.2.2)\qquad M_m(t)=\begin{cases} M_m(0)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{Ms_1-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1}{Tm}}\right)+\right.\\[2ex] \left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]-T_m\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}+M_{s0},\quad [t=0]\\[2ex] M_{mI}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1}{Tm}}\right)+\right.\\[2ex] \left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)(t-T_m)+M_{s0},\quad t\in[0,t_1],\\[2ex] M_{mII}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}\right)+\right.\\[2ex] \left.+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}(t-T_m)+\dfrac{M_{s1}t_2-M_{s2}t_1}{t_2-t_1},\ t\in[t_1,t_2]\\[2ex] M_{mIII}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s2}-M_{s1}}{t_2-t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}-e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}\right)+\right.\end{cases}$$

$$+\left(\frac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2+t_3}{Tm}}\right)\Bigg]e^{-\frac{t}{Tm}}+\left(\frac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)(t-T_m)+\frac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2}$$

$$t\in[t_2,t_3];$$

(2.2.3)
$$\Omega_m(t)=\begin{cases}\Omega_m(0)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_m(0)\right], & [t=0],\\ \Omega_{m_I}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_I}(t)\right], & t\in[0,t_1],\\ \Omega_{m_{II}}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{II}}(t)\right], & t\in[t_1,t_2],\\ \Omega_{m_{III}}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{III}}(t)\right], & t\in[t_2,t_3=t_c].\end{cases}$$

2.3. *Grafic de sarcină cu şoc în formă de trapez oarecare. cu cuplu de pauză.*

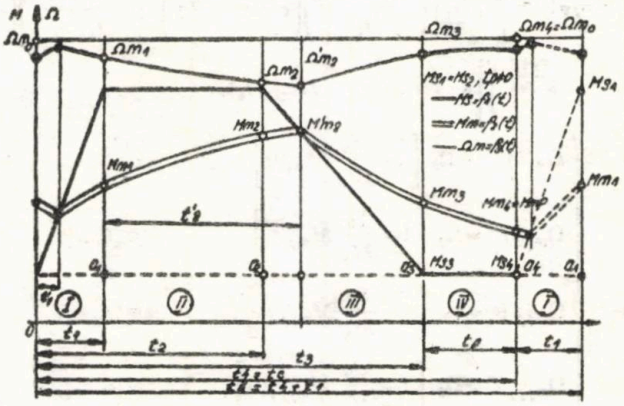


Fig. 3

$$M_1=M_{s2},\quad M_{s3}=M_{s4}=M_{s0},\quad t_p\neq 0:$$

(2.3.1)
$$M_s(t)=\begin{cases}\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}t+M_{s0}, & t\in[0,t_1],\\ M_{s1}=M_{s2}=\text{ct.}, & t\in[t_1,t_2].\\ \dfrac{M_{s3}-M_{s2}}{t_3-t_2}t+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2}, & t\in[t_2,t_3].\\ M_{s3}=M_{s4}=M_{s0}=\text{ct.}, & t\in[t_3,t_4=t_c];\end{cases}$$

$$M_m(0)=\frac{T_m}{1-e^{\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\frac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\frac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_c}{Tm}}-\right.\right.$$

$$\left.\left.-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]-T_m\frac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}+M_{s0},\quad [t=0],$$

(2.3.2)

$$M_m(t)=\begin{cases} M_{m_I}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-\right.\right. \\ \left.\left.-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}(t-T_m)+M_{s0},\quad t\in[0,t_1], \\ M_{m_{II}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-\right.\right. \\ \left.\left.-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\dfrac{M_{s1}t_2-M_{s2}t_1}{t_2-t_1},\quad t\in[t_1,t_2], \\ M_{m_{III}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}+\right.\right. \\ \left.\left.-e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2},\quad t\in[t_2,t_3], \\ M_{m_{IV}}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{-\frac{t_4}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)\left(e^{\frac{t_1+t_4}{Tm}}-e^{\frac{t_4}{Tm}}\right)+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3+t_4}{Tm}}-\right.\right. \\ \left.\left.-e^{\frac{t_2+t_4}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+M_{s0},\quad t\in[t_3,t_4=t_c]; \end{cases}$$

(2.3.3)

$$\Omega_m(t)=\begin{cases} \Omega_m(0)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_m(0)\right], & [t=0], \\ \Omega_{m_I}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_I}(t)\right], & t\in[0,t_1], \\ \Omega_{m_{II}}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{II}}(t)\right], & t\in[t_1,t_2], \\ \Omega_{m_{III}}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{III}}(t)\right], & t\in[t_2,t_3], \\ \Omega_{m_{IV}}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{m_{IV}}(t)\right], & t\in[t_3,t_4=t_c]. \end{cases}$$

2.4. *Grafic de sarcină cu șoc în formă de trapez oarecare, fără cuplu de pauză.*

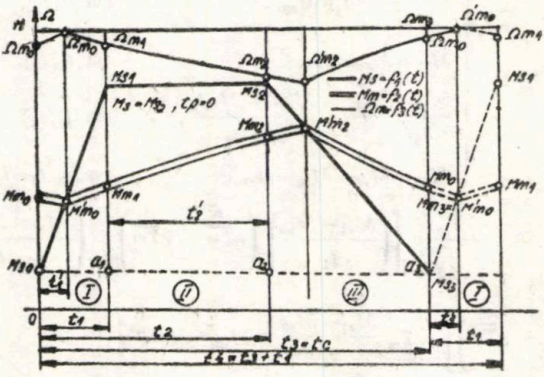


Fig. 4

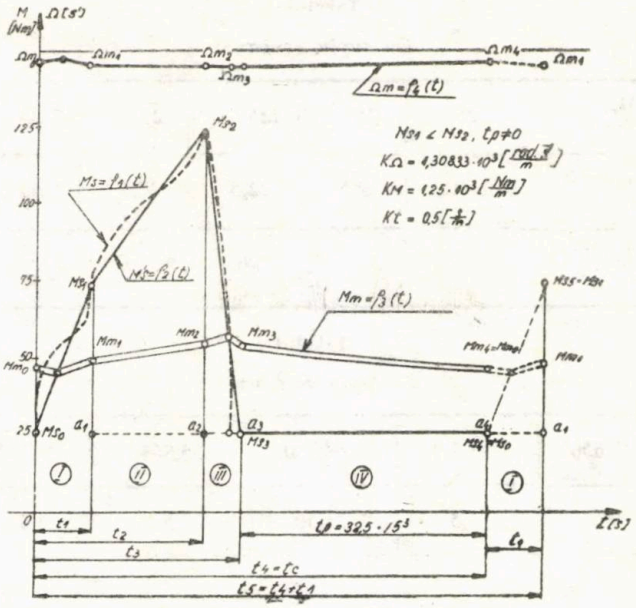

M [Nm]
Ω [s⁻¹]
Ωm = f4(t)
Ms1 < Ms2, tp ≠ 0
KΩ = 1,30833·10³ [rad·s⁻¹/m]
KM = 1,25·10³ [Nm/m]
Kt = 0,5 [s/m]
Ms = f1(t)
Ms' = f2(t)
Mm = f3(t)
t1
t2
t3
t4 = tc
t5 = t4 + t1
tp = 32,5·15³
t [s]

Fig. 5

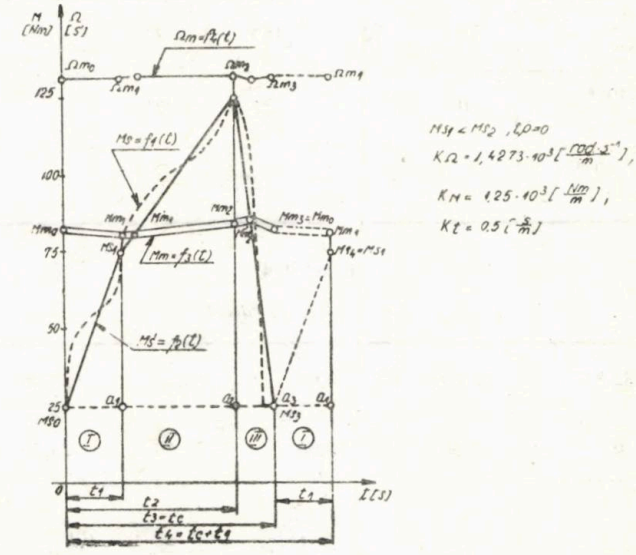

M [Nm]
Ω [s⁻¹]
Ωm = f4(t)
Ms = f1(t)
Mm = f3(t)
Ms' = f2(t)
Ms1 < Ms2, tp = 0
KΩ = 1,4273·10³ [rad·s⁻¹/m],
KM = 1,25·10³ [Nm/m],
Kt = 0,5 [s/m]
t1
t2
t3 = tc
t4 = tc + t1
t [s]

Fig. 6

Tabelul 1

Cu cuplu de pauză

M_{s_i} Nm	25	75	125	25	25
$t_1 10^{-3}$ s	0	7,5	22,5	27,5	60
$T_e 10^{-3}$ s	60				

Tabelul 2

Cu cuplu de pauză

M_{m_i} Nm	47,656	48,778	54,780	55,864	54,707	47,756
$t_i 10^{-3}$ s	0	7,5	22,50	25,5	27,5	60
$T_m 10^{-3}$ s	106					
Ω_{m_i} rad.s^{-1}	152,954	152,847	152,311	152,234	152,342	152,934

Tabelul 3

Fără cuplu de pauză

M_{m_i} Nm	25	75	125	25	—
$t_i 10^{-3}$ s	0	7,5	22,5	27,5	—
$T_e 10^{-3}$ s	27,5				

Tabelul 4

Fără cuplu de pauză

M_{m_i} Nm	82,857	80,698	80,64	83,20	84,00	82,934
$t_i 10^{-3}$ s	0	7,50	10,00	22,50	24,50	27,50
$T_m 10^{-3}$ s	106					
Ω_{m_i} rad.s^{-1}	149,930	150,115	150,120	149,893	149,833	149,924

$$M_{s1}=M_{s2},\quad M_{s3}=M_{s4}=M_{s0},\quad t_p=0\,;$$

$$(2.4.1)\qquad M_s(t)=\begin{cases}\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}t+M_{s0}, & t\in[0,t_1],\\ M_{s1}=M_{s2}=\text{ct.}, & t\in[t_1,t_2],\\ \dfrac{M_{s3}-M_{s2}}{t_3-t_2}t+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s3}t_2}{t_3-t_2}, & t\in[t_2,t_3=t_c]\,;\end{cases}$$

$$(2.4.2)\qquad M_m(t)=\begin{cases}M_m(0)=\dfrac{T_m}{1-e^{\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]-\\ \quad-T_m\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}+M_{s0},\quad [t=0],\\ M_{mI}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\\ \quad+\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}(t-T_m)+M_{s0},\quad t\in[0,t_1]\,,\\ M_{mII}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1+t_2}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\\ \quad+\dfrac{M_{s1}t_2-M_{s2}t_1}{t_2-t_1},\quad t\in[t_1,t_2]\,,\\ M_{mIII}(t)=\dfrac{T_m}{1-e^{\frac{t_3}{Tm}}}\left[\left(\dfrac{M_{s1}-M_{s0}}{t_1}\right)e^{\frac{t_1+t_3}{Tm}}+\left(\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}\right)\left(e^{\frac{t_3}{Tm}}-e^{\frac{t_2+t_3}{Tm}}\right)\right]e^{-\frac{t}{Tm}}+\\ \quad+\dfrac{M_{s0}-M_{s2}}{t_3-t_2}(t-T_m)+\dfrac{M_{s2}t_3-M_{s0}t_2}{t_3-t_2},\quad t\in[t_2,\ t_3=t_c];\end{cases}$$

$$(2.4.3)\qquad \Omega_m(t)=\begin{cases}\Omega_m(0)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_m(0)\right], & [t=0],\\ \Omega_{mI}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{mI}(t)\right], & t\in[0\ \ t_1],\\ \Omega_{mII}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{mII}(t)\right], & t\in[t_1,\ t_2],\\ \Omega_{mIII}(t)=\Omega_0\left[1-\dfrac{S_N}{M_N}M_{mIII}(t)\right], & t\in[t_2,\ t_3=t_c].\end{cases}$$

3. **Exemplu de calcul.** În fig. 5, 6 și tabelele 2 și 4 se prezintă rezultatele aplicării metodei de calcul propusă în [8], pentru cazul particular al unui grafic de sarcină, cu șoc în formă de patrulater oarecare $M'_s=f(t)$, cu cuplu de pauză (fig. 5) și fără cuplu de pauză (fig. 6). Graficul de sarcină $M'_s=f(t)$ este echivalent graficului de sarcină real $M_s=f(t)$ cu variație aleatoare, aferent unei mașini de lucru folosită în procesele de prelucrat furaje fibroase și pentru însilozare modernizată [7], [9]...[11]. Parametrii graficelor de sarcină sînt indicați în tabelele 1 și 3.

Motorul de acționare a mașinii are datele tehnice nominale:

$P_N=7\,500$ W; $\Omega_N=152{,}814$ rad s^{-1}, $\Omega_{0N}=157$ rad s^{-1}, $M_N=49{,}06$ Nm, iar constanta electromecanică a sistemului de acționare electrică are valoarea

$$T_m=106.10^{-3}\ s\ (I_{R_{TOT}}=1{,}242\ \text{kgm}^2).$$

Particularizînd relațiile (2.1.1)...(2.1.3), (2.2.1)...(2.2.3) pentru cazul graficului de sarcină menționat și pentru datele sistemului de acționare electrică aferent, s-au obținut legile de variație $M_s=f_1(t)$, $M_m=f_2(t)$ și $\Omega_m=f_3(t)$.

a) *Cu cuplu de pauză*:

$$(3.1)\qquad M_s(t)=\begin{cases} 6\,666{,}667\,t+52, & t\in[0,\ t_1],\\ 3\,333{,}333\,t+50, & t\in[t_1,\ t_2],\\ -20\,000{,}000\,t+575, & t\in[t_2,\ t_3],\\ 25{,}000, & t\in[t_3,\ t_4=t_c]\ ; \end{cases}$$

$$(3.2)\qquad M_m(t)=\begin{cases} M_m(0)=47{,}00, & [t=0],\\ M_{m_I}(t)=729{,}183\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+6\,666{,}677(t-0{,}106)+25, & t\in[0,\ t_1],\\ M_{m_{II}}(t)=349{,}929\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+3\,333{,}333(t-0{,}106)+50, & t\in[t_1,\ t_2],\\ M_{m_{III}}(t)=-2\,708{,}1946\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}-20\,000(t-0{,}106)+2696, & t\in[t_2,\ t_3],\\ M_{m_{IV}}(t)=39{,}800\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+25, & t\in[t_3,\ t_4=t_c]\ ; \end{cases}$$

$$(3.3)\qquad \Omega_m(t)=\begin{cases} \Omega_m(0)=152{,}952, & [t=0],\\ \Omega_{m_I}(t)=157-62{,}071\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+567{,}493(t-0{,}106)+2{,}1281, & t\in[0,\ t_1],\\ \Omega_{m_{II}}(t)=157-29{,}787\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+283{,}746(t-0{,}106)+4{,}2562, & t\in[t_1,\ t_2],\\ \Omega_{m_{III}}(t)=157-230{,}532\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}-1\,702{,}480(t-0{,}106)+229{,}409, & t\in[t_2,\ t_3],\\ \Omega_{m_{IV}}(t)=157-3{,}388\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+2{,}1281, & t\in[t_3,\ t_4=t_c]. \end{cases}$$

b) *Fără cuplu de pauză*:

$$M_s(t)=\begin{cases} 6\,666{,}667\,t+25, & t\in[0,\ t_1],\\ 3\,333{,}333\,t+50, & t\in[t_1,\ t_2],\\ -20\,000{,}000\,t+575, & t\in[t_2,\ t_3]\ ; \end{cases} \tag{3.4}$$

$$M_m(t)=\begin{cases} M_m(0) = 82{,}857, & [t=0],\\ M_{m_I}(t) = 764{,}532\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+6\,666{,}667(t-0{,}106)+25, & t\in[0,\ t_1],\\ M_{m_{II}}(t) = 385{,}327\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+3\,333{,}333(t-0{,}106)+50, & t\in[t_1,\ t_2],\\ M_{m_{III}}(t) = 2\,672{,}800\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+20\,000(t-0{,}106)+575, & t\in[t_2,\ t_3=t_c]\ ; \end{cases} \tag{3.5}$$

$$\Omega_m(t)=\begin{cases} \Omega_m(0) = 149{,}930, & [t=0],\\ \Omega_{m_I}(t) = 157-65{,}226\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+568{,}773(t-0{,}106)+2{,}1329, & t\in[0,\ t_1],\\ \Omega_{m_{II}}(t) = 157-32{,}875\ e^{-\frac{t}{0{,}106}}+284{,}386\ (t-0{,}106)+4{,}266, & t\in[t_1,\ t_2],\\ \Omega_{m_{III}}(t) = 157-228{,}032 e^{-\frac{t}{0{,}106}}+1\,706{,}320(t-0{,}106)+49{,}0567, & t\in[t_2,\ t_3=t_c]. \end{cases} \tag{3.6}$$

4. Concluzii. 1. Analiza rezultatelor obținute scoate în evidență faptul că forma exponențială a relațiilor de calcul al mărimilor $M_s=f_1(t)$ și $M_m=f_2(t)$ prezintă avantajul unui calcul expeditiv și înlătură caracterul laborios și uneori incert privind determinarea și verificarea parametrilor acționării.

2. Din punct de vedere energetic graficul de sarcină cu cuplu de pauză conferă sistemului și respectiv motorului electric de acționare un regim de funcționare mai convenabil și cu consum de energie mai redus.

Primită la 10 noiembrie 1984

Institutul politehnic, Iași,
Catedra de acționări electrice și automatizări

BIBLIOGRAFIE

1. Boțan N. V., *Bazele calculului acționărilor electrice*. Ed. tehn., Buc., 1970.
2. Brașovan M., Seracin E., *Metode noi de proiectare a acționărilor electrice*. Ed. Acad. R.S.R., Buc., 1968.
3. Degeratu P. et al., *Minimization of the Equivalent Torque in Electrical Drives with Trapezoid Tachogram and Speed Dependent Static Torque*. Proceedings, The Fourth National Conference on Electrical Drives, Craiova, September 20—21, 1984, pp. A 153.
4. Фоменков А.Т., *Электропривод сельскохозяйственных машин, агрегатов и поточных линии*. Изд. "Колос", Москва, 1959.
5. Kelemen A., *Acționări electrice*. Ed. did. și ped. Buc., 1976.
6. Saal C., *Neue Ergebnisse im Bereich der elektrischen periodischen Stossantriebe*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXIV (XXIX)**, *1—2*, s. IV (1979).
7. Schobel K., Taloi Gr., *Locuitoare pentru însilozare modernizată*. Mecanizarea și Electrificarea Agriculturii, *3*, 54—57 (1973).

8. Tașcă Cr., *Contribuții la calculul cuplului motor stabilizat al unor motoare rotative funcționînd cu șocuri periodice*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXVI** (**XXX**), *1—2*, s. IV, 103—112 (1980).
9. Tașcă Gr., *Contribuții la calculul graficelor de încărcare a utilajelor pentru tocat furaje fibroase și grosiere*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXVIII** (**XXXII**), *1—4*, s. IV, 89—102 (1982).
10. Tașcă Gr., *Contribuții la studiul cinematicii și dinamicii acționării electrice a utilajelor cu rotorul tip tobă, pentru tocat și măcinat furaje fibroase și grosiere*. Bul. Inst. polit. Iași, **XXV** (**XXIX**), *3—4*, s. IV, 58—67 (1979).
11. Vrany Z., *Razbor silovych a energettickyeh poeru na nazovem bubnu rezacek*. Zemedelska Tehnikà, **17** (**XLIV**), *1* (1971).
12. * * * *Справочник конструктора сельскохозяйственных машин*. T. **3**, Машиностроение, Москва, 1969.

CALCUL DU COUPLE MOTEUR STABILISÉ ET DE LA VITESSE DE CERTAINS MOTEURS ROTATIFS AVEC DES GRAPHIQUES DE CHARGE CARACTÉRISTIQUES POUR LES SECTEURS AGRICOL ET ZOOTECHNIQUE (I)

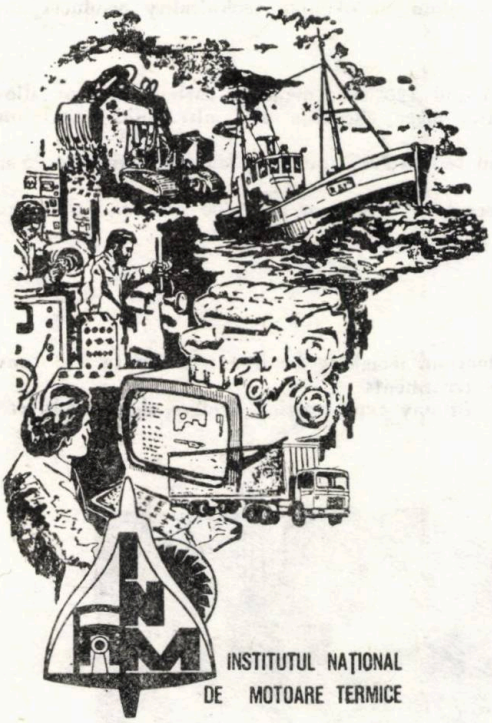
(Résumé)

On continue l'application de la méthode décrite dans [8] pour le calcul du couple moteur stabilisé et de la vitesse de certains moteurs rotatifs, ayant des graphiques de charge de forme particulière.

INSTITUTUL NAȚIONAL DE MOTOARE TERMICE

Bd. Păcii nr. 240, Sector 6, București 077358
Telefon 60 68 20 ; Telex 10472 MOTOR R

THE NATIONAL INSTITUTE FOR THERMAL ENGINES



Founded at 1 July 1975, The National Institute For Thermal Engines has in its activity profile as major objectives :

- Research, prognosis and development of a new family of thermal engines required in romanian industry and generalization of the technical progress from this domain in the profile industry.
- The realization and testing of experimental models or functional of these, as well as, homologation of new solutions.
- Modernization of some existent solutions in manufacturing, at present.
- The elaboration of programs for computer assistance of research, designing or execution.
- The realization of thermal engines in the smallest-batch production.
- Measuring and controlling instrumentation specialized for laboratories and testing stands.

These are some services that our Institute may offer, on demand, to their beneficiaries.

THE HEAVY EQUIPMENT PLANT JASSY–ROMANIA

No. 10, Ilie Pintilie Bldv.
Tel. 981/30620 : Tlx 22-322
P.O.B. 2003 ; Postal code 6600

Equiped with modern machines and equipments of high technicality produces and furnishes

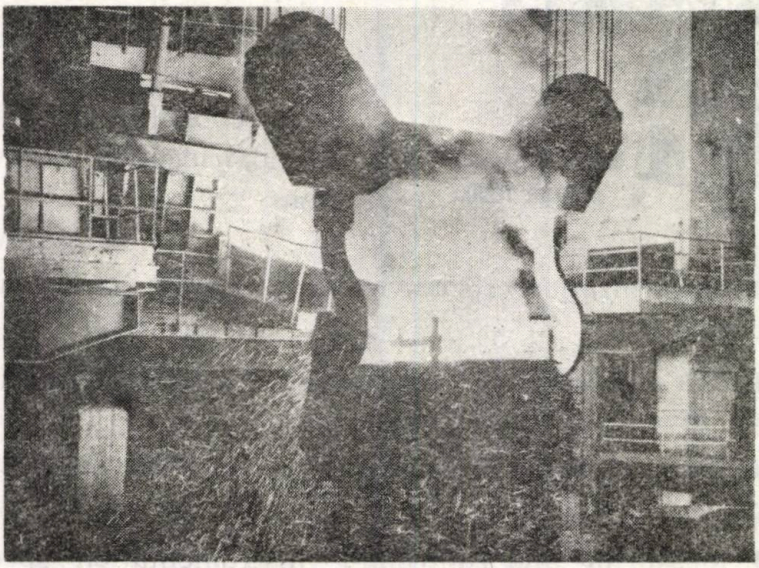
1. FORGINGS

having the mass comprised between 5 and 120 tons made of carbon steel or alloy steel with guaranteed mechanical properties after cheching and ultrasonic inspection, among which

- roods, axles, shafts of diameters from 160 to 2,000 mm and lengths from 9 to 25 m
- flanges
- pierced and solid disks of diameters from 400 mm to 2,000 mm and thickness from 100 mm to 1,600 mm
- die-blocks
- collars forged on a mandrel
- holed parts forged on a mandrel

2. CASTINGS FROM CAST IRON

- in piece production or batch production, weighing from 4 tons up to 120 tons, rough or finish machined with primary heat treatments
- casting equipment as : ingot moulds of any type, casting bridges, dead-heads, etc.
- heavy machine-tools frames
- cylinders from adamit, etc.
- cast-iron cylinders with hard crust



3. CASTING FROM STEEL

- in piece production or batch production of any grade, with mass comprised between 0.5 tons and 100 tons
- casting equipment of any form or size
- ingots from usual and special steel from all scale

4. METALLURGICAL EQUIPMENT

weighing from 5 to 250 tons

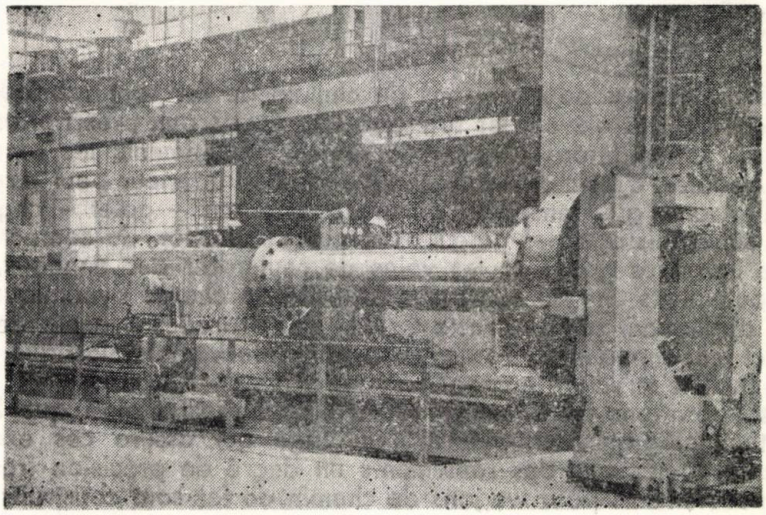
- casting nozzles, slag nozzles for siderurgy
- casting and transport carts, castings equipment, equipment for continuous casting ; crystallizing vessel, rolls, chains
- heavy equipment for rolling mills and steel foundry
- rolling-mill stands, coupling rods, rollers, auxiliary equipments, etc.
- converters and converter units
- furnace units, annular pipe-lines for hot-air, etc.
- equipment for coke-chemical industry

5. EQUIPMENT FOR METALLURGICAL INDUSTRY CONSTRUCTION AND FOR REFRACTORY MATERIALS

- cement mills
- cement plants
- crushers
- mills for grinding of minerals

6. EQUIPMENT FOR PLASTIC DEFORMATION OF METALS

- forgin hammer of 1,250—5,000 daNm
- die forging-hammer of 25,000 daNm
- die forging-hammer of 40,000 daNm



7. HIGH CAPACITY CENTRIFUGAL PUMPS

- irrigation pumps of MV, MVU or AVR
- pumps for nuclear power plants

8. EQUIPMENT FOR PETROLEUM INDUSTRY

- mud pumps of 2 PN-400 type

9. CUTTING TOOLS OF VARIOUS FORM AND DIMENSIONS

10. SPARE PARTS FOR HEAVY AND HEAVIER MACHINE TOOLS

11. TOOLS AND DEVICES OF HIGH PRODUCTIVITY FOR MACHINES OF HIGH PERFORMANCE

12. AUTOMATION AND DRIVING INSTALLATIONS

- electric drives, hydro-pneumatics drives for industrial equipment of all type
- impulse burners for methane gas-fuel and controle equipment of these

13. REFRACTORY EQUIPMENT

- incineratories
- furnaces and rotating dryers
- heat exchangers

14. ENERGETIC EQUIPMENT

- butterfly throttle
- KOTR 13.5 MW turbines

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

Str. Republicii nr. 320, Birlad 6400
Telefon : 1150

La Fabrique de Roulements de Bîrlad – Roumanie
vous offre

ROULEMENTS POUR WAGONS DE CHEMIN DE FER

Les roulements pour wagons de chemin de fer sont fabriqués avec une précision très élevée, les tolérances et écarts aux prescriptions étant réduites. Les conditions d'exécution de ces roulements les rendent interchangeables, c'est-a-dire que chaque anneau intérieur peut etre monté dans n'importe quel ensemble : anneau extérieur – galet – cage.

Le superfinissage des galets ainsi que l'utilisation du contact liniaire modifié entre les galets et les voies de roulement des anneaux, assure à ces roulements une durée et une capacité de charge dynamique élevé.

En appliquant sur une vaste échelle des procédés avancés de travail à chaud des anneaux de roulements, par déformation plastique, ceux-ci acquièrent une structure homogène.

Les opérations de finissage et de superfinissage ainsi que les procédés technologiques utilisés, et l'outillage qui assure ces exécutions donnent aux éléments des roulements un degré de précision très élevé.

Les roulements pour wagons de chemin de fer sont construits en vue de permettre un fonctionnement normal jusqu'à une vitesse de 140 km/h, pour les wagons de voyageurs et de 120 km/h, pour les wagons de marchandises, conformément aux normes de l'Union Internationale des Chemins de Fer.

Pour que les roulements fonctionnent dans de bonnes conditions il faut respecter rigoureusement les conditions de montage, parmi lesquelles nous rappelons :

– quand ils seront montés, les anneaux intérieurs devront être chauffés dans des bains d'huile à la température de 90–120° C ;

– la quantité de graisse introduite dans la boîte devra assurer le graissage des roulements pendant 2 ans ;

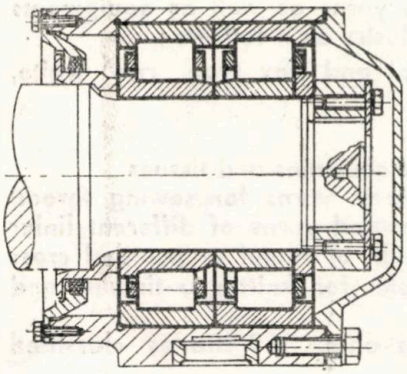
– il n'est pas permis de heurter les anneaux avec des objets durs quand ils sont montés sur l'essieu ;

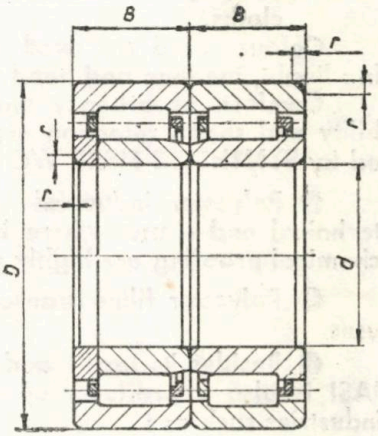
– avant de démonter, après avoir enlevé la boîte et l'anneau extérieur, les anneaux intérieurs seront chauffés avec des dispositifs spéciaux, en protégeant la voie de roulement.

IMPORTANT !

Les roulements de wagons produits par la F.R.B. correspondent intégralement aux normes internationales des U.I.C., I.S.O., D.I.N.

La production intérieure et d'exportation de nos wagons, connus et appréciés sur le marché mondial, est équipée de roulements fabriqués en Roumanie.





Type de roulement	Dimension en mm d	D	B	r	Jeu radial C_4 en m	Capacité de chargement dynamique C kgf	Capacité de chargement statique C_0 kgf
WJ 120	120	240	80	4	105	50.000	50.000
WJP 120	120	240	80	4	160	50.000	50.000
WJ 130	130	250	80	4	115	56.000	52.000
WJP 130	130	250	80	4	180	56.000	52.000
WJ 140	140	300	120	5	115	61.000	70.000
WJP 140	140	300	120	5	180	61.000	70.000

CFS térom®

SINTHETIC FIBRE WORKS IAȘI a modern unit of advanced technology, much ahead in Romania chemical industry, produces and delivers a wide range of polyester fibres and yarns as well as equipments and spare parts for chemical and textile industry as it follows :

- Polyester staple fibre, cotton, wool and flax type, raw white, bright or dyed
- Polyester textiles yarns :
  - polyester textiles twisted yarns for courtains and tissues
  - polyester continuous filament drawn yarns for sewing thread
  - polyester continuous filament textured yarns of different liniar densities, twisted, bright or semidull, of round or profiled cross section, raw white or dyed suitable for knittings, tissues and cloths.

Colour card for dyed yarns includes about 100 shades classified in : linght, medium and heady shades.

Comfort, absorbency and easy care properties combined with stability and shape retention are essential qualities of the products marketed by SYNTHETIC FIBRE WORKS IAȘI.

- Polyester industrial yarns (drawn, twisted, plyed) for different technical end – uses where its abrasion resistance, thermal stability and chemical proofing are highly appreciated.
- Polyester films (transparent or light dull) for electrotechnical end-uses.
- Besides its textile and chemical profile, SYNTHETIC FIBRE WORKS IAȘI is also a producer of equipments used in chemical and textile industries such as :
  - precision conning machines on the basis of Schweiter licence
  - drawing lines for polyester or polyamide fibres
  - refrigeration plants
  - cutting knives for tow to top converters and a host of other operations or special treatments.

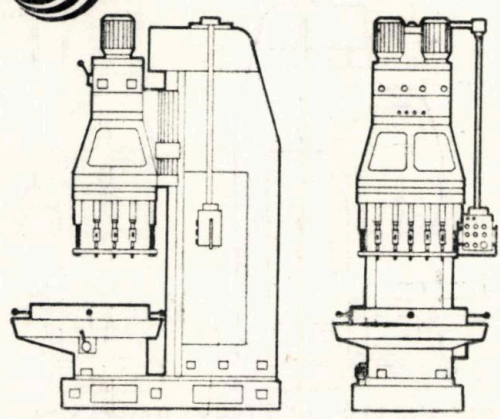
The SYNTHETIC FIBRE WORKS IAȘI exports its products by : ICE DANUBIANA Serv. 71 Bucharest telex 10073 (polyester yarns and fibres) ; ICE CHIMIMPORTEXPORT Serv. 7 Bucharest telex 11184 (chemical products) ; ICE INDUSTRIALEXPORT IMPORT Serv. 42 Bucharest telex 10052 (equipments and spare parts).

For any additional details please write directly to :

COMBINATUL DE FIBRE SINTETICE IAȘI
29 ȚUTORA str. Code 6600
Telephone : 30020
Telex : 022251

ÎNTREPRINDEREA DE MAŞINI AGREGAT ŞI MAŞINI UNELTE SPECIALE (I.M.A.M.U.S)

Şos. Ţuţora nr. 32, IAŞI 6600



I.M.A.M.U.S. — JASSY, ROMANIA

presents

M.A.R. MACHINE-TOOLS ADJUSTABLE DISTANCES BETWEEN SPINDLES

Multiple-spindle machines with 14, 16, 24 and respectively 32 spindles achieved through a combination of a lot typified elements in a modular system, conceived to perform the following operations :

- drilling
- counter boring
- reaming
- tapping

The distance between spindles may be easily adjusted through a change of position.

In the case of a large batch production, the machine may be furnished with a plate ensemble, the distance between spindles becoming invariable.

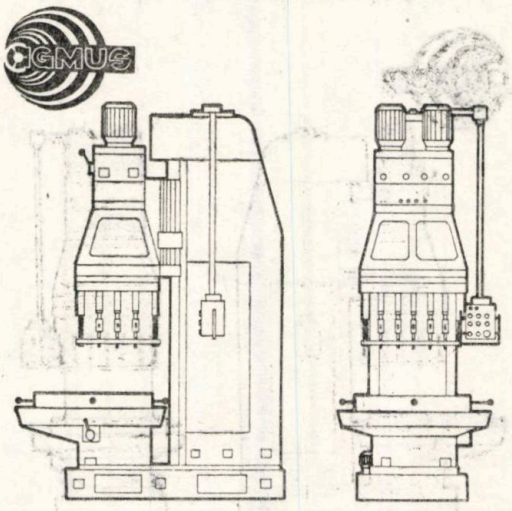
Also, depending on hole diameter the machine may be furnished with various sets of accessories (cardan axle-spindle-flange).

The working possibilities of machines are large due to the multitude of delivery variants. The power unit with adjustable distances between spindles (with one or two drives, with or without rotational speed changes, with or without M.L.P).

The facility of machine accommodation to different tehnological requirements, as well as, the large number of the variants in which it may be delivered, recomanded M.A.R. for the processing of the workpieces in a large batch production, as well as, in medium and small batch production, or for the machining of a workpieces group.

ÎNTREPRINDEREA DE MAȘINI AGREGAT ȘI MAȘINI UNELTE SPECIALE (I.M.A.M.U.S.)

Șos. Țuțora nr. 32, IAȘI 6600



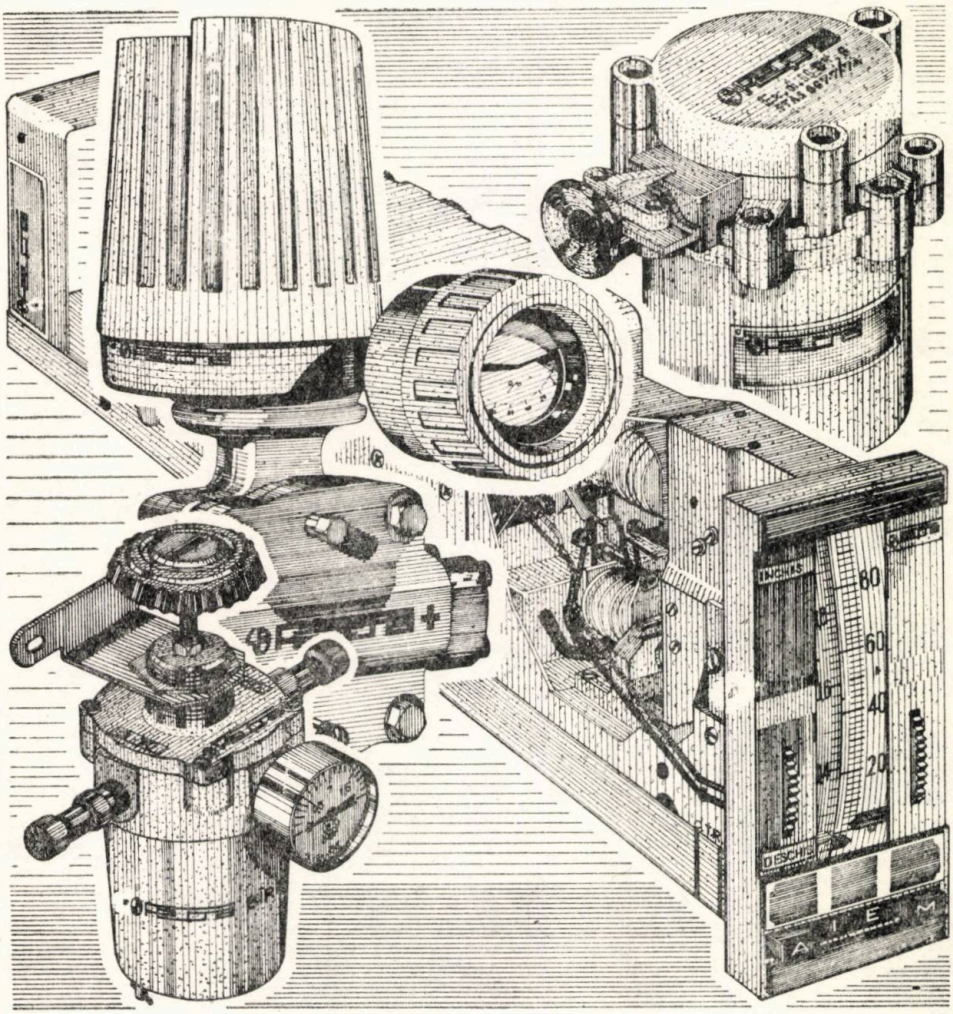
I.M.A.M.U.S. — JASSY, ROMANIA
produces and offer to you, yet
TYPIFIED ELEMENTS FOR UNIT-BUILT MACHINES

• Electro-mechanical advance slide-plates	S.E.M.
• Hidraulic advance slide-plates	S.E.H.
• Transversal hydraulic advance slide-plates	S.A.H.T.
• Vertical hydraulic advance slide-plates	S.A.H.V.
• Possitioning linear tables	M.L.P.
• Drilling power units	C.F.G.
• Reductors with exchange wheels	R.R.S.
• Reductors with ballador wheels	R.R.B.
• Reductors with trapezoidal belts	R.C.T.
• Power units for turning	C.F.S.
• Power units for precision turing	C.F.S.P.
• Tapping units	U.T.6
PROFILE MILLING MACHINE	F.P.R.X. 630
PANTOGRAPH PROFILE GRINDING MACHINE	R.P.F.P.
BIDIMENSIONAL COPYING GRINDING MACHINE	R.E.C.O.P.
SHAFT MILLING AND CENTRING MACHINE OF AXES	M.F.C.
SPOT FACING AND CENTRING MACHINE	M.L.C.
MACHINE TOOLS WITH ADJUSTABLE DISTANCES BETWEEN SPINDLES	M.A.R.
MACHINES ON A GIVEN THEME	
UNIT-BUILT MACHINES	
TRANSFER LINES	

M.I.C.M. - C.I.E.A.
IEPA
316, Republicii Street

PNEUMATIC ELEMENTS AND MEASURING INSTRUMENTS ENTERPRISE

Telephone: 15990, 14660 - Telex: 21723-iepamr-Code 6400



I.E.P.A.M. PRODUCES:

1. Panel and field pneumatic instruments
2. Electro-pneumatic converters and auxiliary units.
3. Pneumatic pressure, level and temperature transmitters.
4. Electronical pressure level and temperature transmitters.
5. Distributing units

coli tipo 6,5

Tiparul executat sub cd. 101
la Intreprinderea poligrafică Iași
str. 7 Noiembrie nr. 49

40822